



**Jorge Miguel Garcia
da Silva**

**Análise de esforços em juntas aparafusadas pré
tensionadas**



**Jorge Miguel Garcia
da Silva**

**Análise de esforços em juntas aparafusadas pré
tensionadas**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de António Manuel de Bastos Pereira, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Alfredo Manuel Balacó de Moraes

Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo

Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro (orientador)

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

**Agradecimentos /
Acknowledgements**

À minha esposa Raquel, ao meu pai, às minhas irmãs e aos meus avós António e Clarinda por todo o seu apoio e dedicação, a ajudarem-me a alcançar este objetivo. Aos professores Queirós de Melo e António Bastos pela sua colaboração e dedicação.

Palavras-chave

Pré-carga; Juntas aparafusadas; Diagrama básico da junta.

Resumo

As juntas aparafusadas são possivelmente o meio de ligação mecânica desmontável de maior utilização em projeto de construção mecânica, interessa assim caracterizar o comportamento com rigor do mecanismo junta/parafuso. Nesta dissertação foi estudada a interação junta/parafuso recorrendo a análise experimental e análise por elementos finitos com recurso aos softwares Abaqus e Autodesk Simulation Mechanical. Quanto ao estudo com o software Autodesk Simulation Mechanical a mesma não se mostrou viável.

Keywords

Preload; Bolted joints; Basic joint diagrams.

Abstract

Bolted joints connections are probably the most frequently used method in mechanical connections with possibility of disassembly in project and mechanical construction, so is important to characterize the interactions between the bolted joint mechanism. In this thesis the interactions between the bolted joint and the bolts were studied using experimental analysis and finite methods analysis with the softwares Abaqus and Autodesk Simulation Mechanical. Regarding the study with Autodesk Simulation Mechanical it showed not fitted to this task.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Junta aparafusada	1
1.2	Tipos de juntas aparafusadas	2
1.2.1	Juntas em esforços normais	2
1.2.2	Juntas ao corte	3
1.3	Objetivos do Projeto	4
1.4	NASA critério pré-carga	5
1.5	Precisão das ferramentas de aplicação da pré-carga	6
1.6	Modelo da junta	7
1.6.1	Diagrama básico da junta	7
1.6.2	Efeitos de forças externas	8
1.6.3	Efeito de grandes forças	10
1.7	Juntas ao corte	11
2	Modelação Analítica	15
2.1	Rigidez do parafuso	17
2.1.1	Modelo simplificado	17
2.1.2	Comprimento efetivo	18
2.1.3	Expressão alternativa	19
2.2	Rigidez dos elementos	20
2.2.1	Modelo de Rotscher[24]	20
2.2.2	Modelo de Shigley	22
2.2.3	Modelo dos cilindros equivalentes(VDI)	22
3	Simulação Numérica	25
3.1	Autodesk Simulation Mechanical®	25
3.2	Abaqus CAE	28
3.2.1	Etapa 1:Pré-carga aplicada	29
3.2.2	Etapa 2: Carregamento axial	29
4	Ensaio Experimental	31
4.0.1	Junta	31
4.0.2	Extensómetros	32
4.0.3	Sistema de aquisição de dados- Spider8	33
4.0.4	Procedimento Experimental	34

5	Resultados Numéricos	39
5.1	Caso 1: Pré-carga $F_i = 117000$	39
5.1.1	Step: Pré-carga	39
5.1.2	Solicitação Externa	39
5.2	Caso 2: Pré-carga $F_i = 27000$	40
5.2.1	Step: Pré-carga	40
5.2.2	Solicitação Externa	41
6	Resultados Experimentais	43
7	Conclusões	47
7.1	Sobre a simulação por elementos finitos	47
7.1.1	Autodesk Simulation Mechanical	47
7.1.2	ABAQUS	48
7.2	Sugestões para futuros desenvolvimentos	48

Lista de Tabelas

1.1	Precisão ferramentas de pré-tensionamento	7
3.1	Propriedades material das placas	25
3.2	Dimensões do parafuso consideradas na simulação	29
4.1	Propriedades do material dos elementos	31
5.1	Carregamentos aplicados nas simulações	39

Lista de Figuras

1.1	Tipos de junta [5]	2
1.2	Simplificação do comportamento de uma junta em tensão [5]	3
1.3	Exemplos de mecanismos de bloqueio de porcas	6
1.4	Ferramentas controlo de torque	7
1.5	Efeito simplificado do aperto de um parafuso [5]	8
1.6	Comportamento de um parafuso sujeito a cargas externas	8
1.7	Comportamento de uma junta sujeita a cargas externas	9
1.8	Diagrama básico do comportamento de uma junta	9
1.9	Efeito da aplicação de forças externas de extensão	9
1.10	Efeito da aplicação de forças externas de compressão	10
1.11	Efeito da aplicação de forças externas além da cedência do parafuso	10
1.12	Efeito da aplicação de forças externas além da formação do <i>gap</i>	11
1.13	Modelo de uma junta sujeita a esforços de corte	11
2.1	Modelo simplificado de uma junta, representado por molas	15
2.2	Modelo de um parafuso como uma associação de resistências em série [5]	17
2.3	Modelo dos cones de pressão	21
3.1	Modelo axissimétrico da junta	26
3.2	Condições fronteira e cargas aplicadas ao modelo axissimétrico da junta	27
3.3	Cotas da junta do modelo axissimétrico	27
3.4	Desenho técnico da junta modelada em Abaqus	28
3.5	Junta modelada em Abaqus	30
3.6	Aplicação da carga de tração ao modelo	30
4.1	Desenho técnico dos elementos da junta	32
4.2	Desenho de conjunto da junta analisada	32
4.3	Extensómetro uniaxial [2]	33
4.4	Extensómetros aplicados	34
4.5	Sistema de medição eletrónico Spider8	34
4.6	Esquema ligação em meia ponte Spider8 [17]	35
4.7	Fichas criadas para ligação entre os extensómetros e o Spider8	35
4.8	Deformação plástica da anilha provocada pelo encosto da porca	36
4.9	Anilha côncava após aplicação de carga	36
4.10	Chave dinamométrica utilizada nos ensaios	37
4.11	Posicionamento da junta na máquina Shimadzu	37
5.1	Campo de tensões resultante da aplicação da pré-carga $F_i = 117KN$	40

5.2	Campo de tensões resultante da aplicação da carga distribuída na face superior	40
5.3	Campo de tensões resultante da aplicação da pré-carga $F_i = 27KN$	41
5.4	Campo de tensões resultante da aplicação da carga distribuída na face superior	41
6.1	Comportamento do conjunto porca/parafuso a uma solicitação externa . .	43
6.2	Comportamento do conjunto porca/parafuso sujeito a pré-carga e uma carga externa	44
6.3	Força externa absorvida pelo parafuso	44
6.4	Força externa absorvida pela junta	45
6.5	Distribuição da força externa pelo parafuso e junta	45

Lista de Símbolos

PLD_{max}	Pré-Carga Máxima
PLD_{min}	Pré-Carga Mínima
Γ	Incerteza do equipamento de medição do binário
R_t	Raio efetivo das forças na rosca
α	Ângulo da rosca
β	Meio-ângulo da rosca
T_{max}	Binário Máximo
T_{min}	Binário Mínimo
T_p	Binário Prevalente
μ_t^{typ}	Coefficiente de fricção entre roscas
μ_b^{typ}	Coefficiente de fricção entre as superfícies da anilha e da junta
P_{thr}	Carga induzida termicamente
P_{loss}	Carga perdida
F_{total}	Força de aperto na junta
μ	Coefficiente de atrito entre superfícies
T	Força externa em juntas ao corte
A_{min}	Área transversal mínima do parafuso
τ_0	Tensão de segurança ao corte
K_{pc}	Rigidez ao corte de um parafuso
F_i	Pré-carga
F_{ext}	Força externa
δ	Deslocamento
K_J	Rigidez da junta
K_P	Rigidez do parafuso
K_{equiv}	Rigidez equivalente do par parafuso/junta
F_P	Força no parafuso
F_J	Força na junta

ΔL	Variação em comprimento
A	Área da secção
L	Comprimento da secção
E	Módulo de elasticidade do material
F	Força aplicada
T_H	Espessura da cabeça
L_B	Comprimento do corpo do parafuso
L_T	Comprimento da zona roscada, compreendida no interior da junta
T_N	Espessura da porca
L_{be}	Comprimento efetivo do corpo do parafuso
L_{se}	Comprimento efetivo das roscas
A_s	Área efetiva da secção roscada
A_B	Área do corpo do parafuso
d	Diâmetro nominal do parafuso
d_w	Diâmetro da anilha ou da face de encosto do parafuso
d_f	Diâmetro do furo
t	Espessura do elemento da junta
l	Espessura total da junta
A_C	Área do cilindro equivalente
D_J	Diâmetro exterior da junta

Capítulo 1

Introdução

As juntas aparafusadas são possivelmente a ligação mecânica desmontável de maior utilização em projeto de construção mecânica. Indústrias como a aeroespacial, produção de energias, automóvel, químicas, petroquímicas entre outras, utilizam este método de montagem. Frequentemente, estas ligações devem ser submetidas a esforços complexos, em situações onde elevados padrões de segurança e fiabilidade são exigidos.

A união de peças com recurso a parafusos é uma área que está em constante evolução, com requisitos cada vez mais severos como o desempenho e a redução de custos. Importa assim conhecer a eficiência para os diversos tipos de cargas por forma a garantir a integridade da união sem que ocorra a falha do parafuso. De uma forma geral, as juntas aparafusadas e em particular os parafusos, são elementos de máquinas e estruturas de natureza bem variada, podendo assumir diversas formas geométricas, além de poderem ser fabricados dentro de uma ampla gama de materiais e métodos de fabricação, conforme a necessidade do projeto e a disponibilidade. [5] [7]

Num sistema mecânico complexo, as juntas aparafusadas aparentam simplicidade de análise, no entanto, representam um estudo mais trabalhoso dadas as implicações na fiabilidade do sistema em que se integram. Assim o sucesso ou falha de um projeto, pode depender do dimensionamento de uma simples união aparafusada. Onde a falha de um parafuso poderá levar ao colapso de todo o sistema onde se integra.

1.1 Junta aparafusada

De uma forma geral, uma junta aparafusada é constituída por um parafuso, elemento roscado externamente, e uma porca, elemento roscado internamente, e pelo menos dois elementos diferentes que são separáveis individualmente, onde o objetivo do parafuso é aplicar uma força sobre os elementos da junta, de forma a que eles se mantenham unidos. Existe um importante parâmetro associado ao parafuso e à junta, o qual é a rigidez de cada um deles, a rigidez do parafuso/junta será objeto de estudo a seguir.

1.2 Tipos de juntas aparafusadas

No que diz respeito aos tipos de juntas estas dividem-se em dois grandes grupos consoante a direção de aplicação da carga de trabalho. As juntas em tensão e as juntas ao corte, diz-se uma junta em tensão quando a carga atua em direção paralela ao eixo do parafuso, diz-se uma junta ao corte quando a carga atua numa direção perpendicular ao eixo do parafuso. Os dois tipos de junta encontram-se representados na Figura 1.1.

A maioria das juntas utilizadas em construção mecânica são sujeitas a esforços complexos, envolvendo cargas de tração e de corte, pelo que, uma junta sujeita a ambos os esforços é nomeada consoante a maior carga aplicada a ela.

A distinção relativa ao tipo de solicitação da junta é de extrema importância, devido às grandes diferenças de comportamento que as mesmas apresentam quando colocadas em serviço. De uma forma geral em construção corrente as juntas em tensão são as mais utilizadas, sendo também as de análise mais complexa.

Em qualquer tipo de junta, a função do parafuso é criar uma força de aperto (*clamping force*) entre os elementos da junta que os mantém unidos. Em algumas juntas sujeitas ao corte, a função primordial dos parafusos é atuar como pinos, onde a secção transversal do parafuso atua como a secção resistente ao corte.

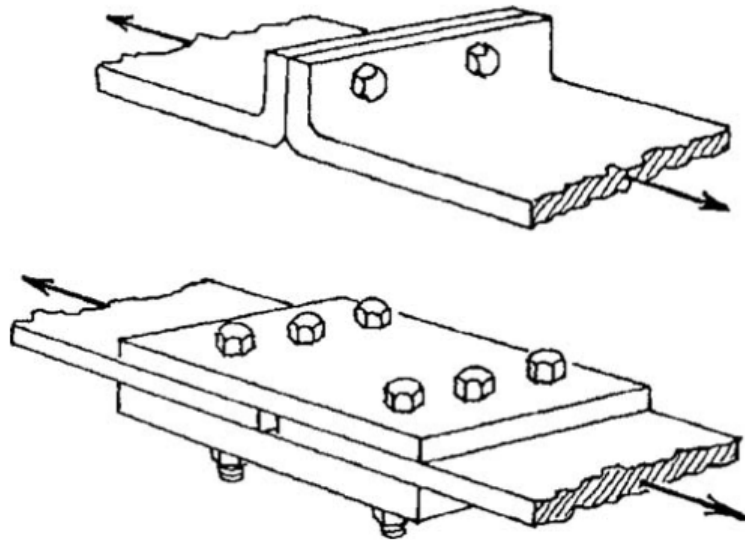


Figura 1.1: Tipos de junta [5]

1.2.1 Juntas em esforços normais

Nas juntas em tensão, o parafuso tem como principal função unir os elementos da junta de forma a prevenir que estes se separem ou no caso específico de transporte de líquidos

que existam fugas [12]. No caso de a junta estar sujeita a esforços complexos, ou seja, estando sujeita também a cargas de corte, o parafuso também terá que evitar que ocorra escorregamento entre os elementos.

Nas juntas em tensão há que tomar particular atenção à magnitude e estabilidade da força de aperto, uma vez que dela depende diretamente o comportamento e o tempo de vida da junta, cargas oscilatórias, responsáveis por falhas em fadiga, e o desaperto da junta (*self-loosening*) quando exposta a vibração ou ciclos térmicos são alguns exemplos dos problemas que afetam diretamente a vida da junta.

Esquemáticamente, o comportamento de uma junta em tensão pode ser descrito como o comportamento de um conjunto de molas, representado esquematicamente na Figura 1.2 onde o parafuso sofre extensão por ação da pré-carga aplicada durante a montagem, enquanto que a junta é comprimida.

De uma forma generalizada, pretende-se que a força atuante no parafuso seja a máxima que o parafuso e a junta possam suportar, sem que haja deformação plástica.

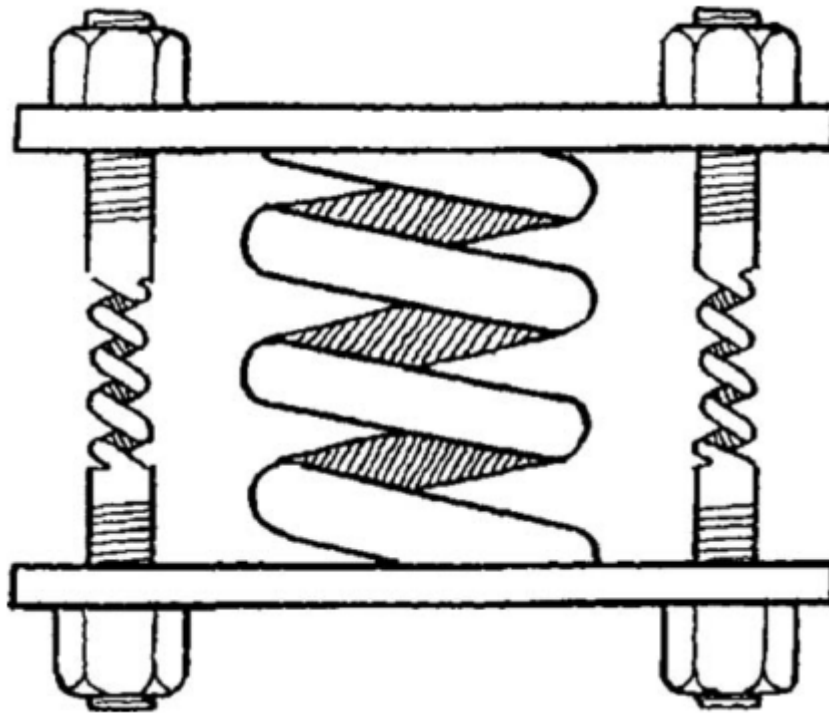


Figura 1.2: Simplificação do comportamento de uma junta em tensão [5]

1.2.2 Juntas ao corte

Nas juntas ao corte, a principal função do parafuso, é de prevenir o deslizamento e separação da junta na direção da carga aplicada.

Apesar de a sua principal função ser evitar o deslizamento, a aplicação de tensão nestes parafusos também tem a sua aplicabilidade uma vez que a força de aperto gerada, aumenta a fricção entre os elementos da junta, evitando que os mesmos se separem e deslizem.

O controlo exato da pré-carga destes parafusos não é motivo de preocupação ou análise detalhada, uma vez que as cargas a que este género de junta está sujeita não atuam sobre o eixo do parafuso, não alterando assim a tensão do parafuso ou a força de aperto da junta.

1.3 Objetivos do Projeto

Ao dimensionar juntas, o projetista necessita de prestar atenção a uma imensa combinação de fatores que influenciarão a prestação da junta durante o seu ciclo de vida, tais como: cargas de trabalho, o ambiente em que a junta será aplicada, os materiais a utilizar, tornando-se assim necessário estabelecer alguns objetivos de design.

Em 1989, a NASA no âmbito do programa do *Space Shuttle* e na sequência de investigações levadas a cabo pela *House of Representatives Subcommittee on Oversight and Investigations* [26], e pelo GAO¹ [13] derivadas de acidentes envolvendo parafusos defeituosos e de qualidade inferior, definiu que uma junta pré-tensionada deve cumprir, no mínimo três princípios básicos: [4]

1. O parafuso deve possuir a resistência adequada;
2. A junta deve apresentar um fator de segurança relativamente à separação aquando da carga limite;
3. O parafuso deve ter uma vida adequada em termos de resistência à fratura e à fadiga.

A resistência do parafuso e da junta devem ser verificados de forma diferente. Assim, este critério define que a resistência do parafuso deve ser verificada com a carga externa máxima e máxima pré-carga, e a resistência da junta à separação deve ser verificada considerando máxima carga externa e pré-carga mínima no parafuso. Nesta verificação deve ser tomada uma consideração conservativa relativamente à magnitude máxima e mínima da pré-carga, uma vez que não devem ser aplicados coeficientes de segurança a esta carga. Os coeficientes de segurança devem ser aplicados apenas a cargas externas. [4]

¹GAO-Government Accountability Office USA

1.4 NASA critério pré-carga

Existem diferentes métodos para a medição da pré-carga aplicada num parafuso. Estes métodos baseiam-se em resultados experimentais e *standards*. Quando a pré-carga é medida com recurso ao binário aplicado ao parafuso, sem que este atinja o limite elástico, os valores da Pré-Carga Máxima(PLD_{max}) e da Pré-Carga Mínima(PLD_{min}) podem ser determinados através da seguinte fórmula [4], utilizando valores típicos para os coeficientes:

$$PLD_{max} = \frac{(1 + \Gamma)T_{max}}{R_t(\tan \alpha + \frac{\mu_t^{typ}}{\cos \beta}) + R_e\mu_b^{typ}} + P_{thr}^{pos} \quad (1.1)$$

$$PLD_{min} = \frac{(1 - \Gamma)(T_{min} - T_p)}{R_t(\tan \alpha + \frac{\mu_t^{typ}}{\cos \beta}) + R_e\mu_b^{typ}} + P_{thr}^{neg} - P_{loss} \quad (1.2)$$

Onde:

- Γ : Incerteza do equipamento de medição do binário
- R_t : Raio efetivo das forças na rosca
- α : Ângulo da rosca
- β : Meio-ângulo da rosca
- T_{max} : Binário Máximo
- T_{min} : Binário Mínimo
- T_p : Binário Prevalente²
- μ_t^{typ} : Coeficiente de fricção entre roscas
- μ_b^{typ} : Coeficiente de fricção entre as superfícies da anilha e da junta
- P_{thr} : Carga induzida termicamente
- P_{loss} : Carga perdida

A maioria das juntas apresenta uma perda de pré-carga derivada da deformação plástica dos seus componentes, sendo a mesma proveniente das anilhas. Alguma perda pode advir também da vibração. A perda proveniente da vibração, não se refere a carregamentos cíclicos, nem a sua contabilização deve substituir a utilização de mecanismos de fixação da porca, na Figura 1.3 são apresentados alguns exemplos. Em termos percentuais, a

²Binário Prevalente: Torque necessário para vencer a fricção criada por um elemento extra na porca, por exemplo, o nylon aplicado em porcas com frenagem de segurança

perda de pré-carga nas aplicações mais frequentes de projeto mecânico varia entre os 2% e os 10% da magnitude inicialmente aplicada no parafuso. Em juntas que possuem interfaces de contacto metal-metal, um valor aceitável de perda encontra-se nos 5%, pelo que se pode admitir que a pré-carga perdida é:

$$P_{loss} = 0.05PLD_{max} \quad (1.3)$$



(a) Porca com freio interno



(b) Porca de castelo

Figura 1.3: Exemplos de mecanismos de bloqueio de porcas

1.5 Precisão das ferramentas de aplicação da pré-carga

No dimensionamento de uma junta aparafusada, as considerações a efetuar não se podem resumir ao número de parafusos, o seu tamanho ou posicionamento, é necessário também determinar a pré-carga a aplicar ao parafuso e o binário necessário para a mesma ser atingida. Como tal, não existe apenas um valor correto para a pré-carga.

Em construção mecânica, uma diretiva para o valor máximo de pré-carga aplicável para ligações desmontáveis é de 75% da tensão de cedência do parafuso, enquanto que para ligações não desmontáveis, ou para parafusos não reutilizáveis, a pré-carga a aplicar deverá corresponder a 90% da tensão de cedência. [22]

Dependendo da aplicação da junta, há que tomar particular atenção à fase de instalação, uma vez que o espaço de trabalho disponível é um dos parâmetros que condiciona a escolha do método/ferramenta a utilizar, na Figura 1.4 estão representadas algumas opções.

As ferramentas de aplicação do binário não aplicam a pré-carga no parafuso de forma precisa. A precisão varia de ferramenta para ferramenta. A precisão da pré-carga, encontra-se descrita na Tabela 1.1 [6] baseada no método de aplicação.



(a) Anilha indicadora de pré-carga



(b) Chave dinamométrica



(c) Sensor ultrasônico

Figura 1.4: Ferramentas controlo de torque

Tabela 1.1: Precisão ferramentas de pré-tensionamento

Método	Precisão
Chave dinamométrica(parafuso não lubrificado)	$\pm 35\%$
Chave dinamométrica(parafuso lubrificado)	$\pm 25\%$
Anilha indicadora pré-carga	$\pm 10\%$
Extensómetros	$\pm 1\%$
Chave dinamométrica controlada por computador	$\pm 15\%$
Enlongamento parafuso	$\pm 5\%$
Sensores ultrasónicos	$\pm 5\%$

1.6 Modelo da junta

Para entender o comportamento de uma junta aparafusada em serviço, por exemplo os seus modos de falha, há que entender primeiramente com algum detalhe as forças e os deslocamentos na junta, por outras palavras o seu comportamento elástico. O aperto do parafuso gera tensões e deslocamentos tanto no parafuso como na junta. A Figura. 1.5 ilustra de uma forma exagerada, os efeitos do aperto de um parafuso na junta.

1.6.1 Diagrama básico da junta

Considerando que nos encontramos em regime elástico em que o comportamento dos materiais pode ser considerado linear, a resposta linear do parafuso e da junta advém das constantes de rigidez do parafuso e da junta respetivamente. O cálculo numérico destas constantes é apresentado em detalhe no Capítulo 2, em que o comportamento de um parafuso à aplicação da pré-carga, é representado na Figura 1.6, e o comportamento de uma porção da junta nas imediações do parafuso é representado na Figura 1.7, em rigor a força atuante na junta possui valores negativos, mas para melhor representação e perceção do conjunto parafuso-junta será considerada positiva. As curvas do comportamento isolado são então unidas em torno de um eixo central compartilhado, o eixo

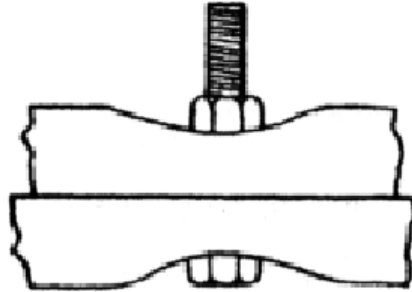


Figura 1.5: Efeito simplificado do aperto de um parafuso [5]

de pré-carga. Obtendo-se assim o diagrama básico de uma junta sujeita a pré-carga, Figura 1.8, demonstra-se assim o comportamento do par quando se aperta a porca.

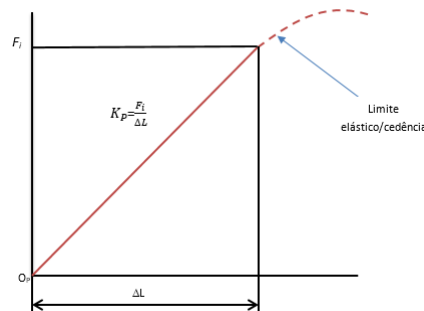


Figura 1.6: Comportamento de um parafuso sujeito a cargas externas

Quando a porca é apertada contra a junta, uma vez que o parafuso é estendido, a força interna no parafuso irá resistir à extensão e assim a pré-carga do parafuso é gerada. O resultado da pré-carga é a força de aperto da junta que causa a compressão da mesma.

1.6.2 Efeitos de forças externas

Quando forças externas de tensão ou compressão são aplicadas na junta, a força atuante no parafuso irá aumentar ou diminuir, resultando na diminuição ou aumento da força atuante nos elementos da junta respectivamente. A força externa aplicada irá contribuir para ambas as forças atuantes no parafuso e nos elementos da junta. A forma como as forças se alteram encontram-se demonstradas nas Figuras 1.9 e 1.10.

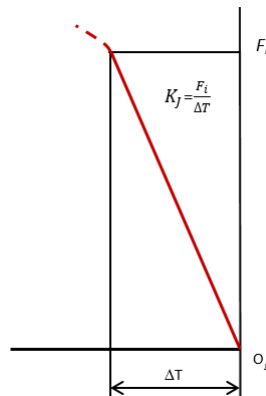


Figura 1.7: Comportamento de uma junta sujeita a cargas externas

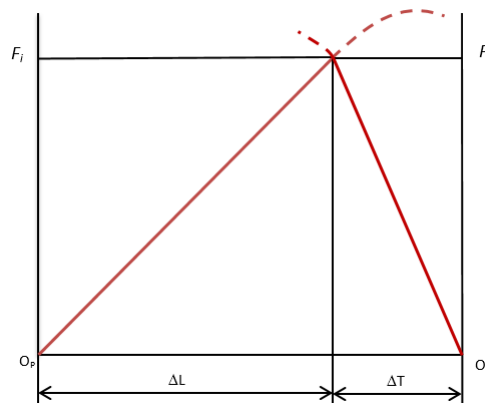


Figura 1.8: Diagrama básico do comportamento de uma junta

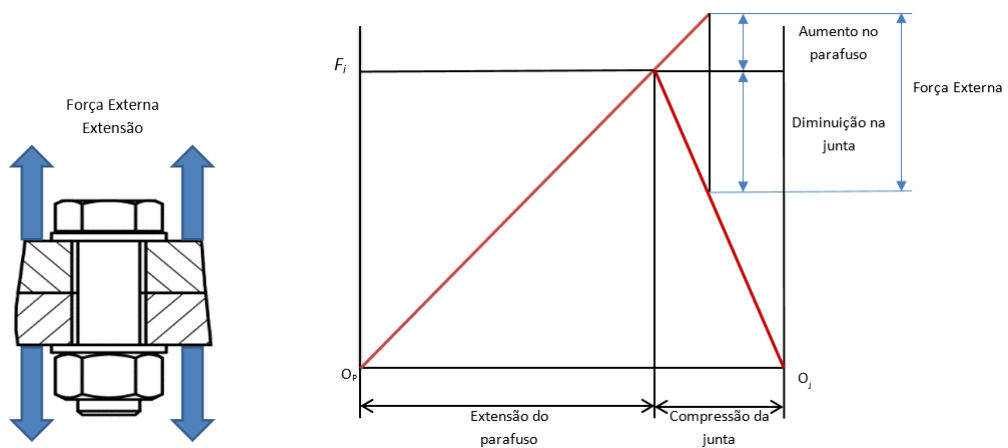


Figura 1.9: Efeito da aplicação de forças externas de extensão

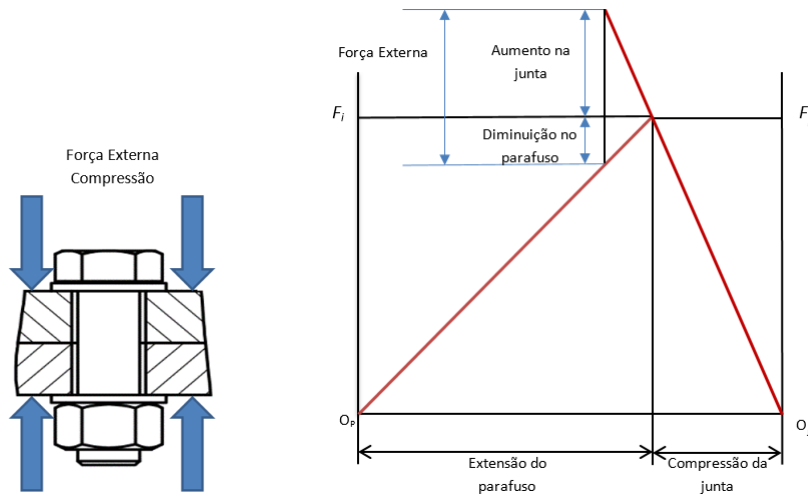


Figura 1.10: Efeito da aplicação de forças externas de compressão

1.6.3 Efeito de grandes forças

Se a força externa aplicada à junta for de tal magnitude que a tensão a que o parafuso está sujeito se aproxime da sua tensão de cedência ou a ultrapasse, as suas reações deixarão de se comportar de forma linear. Resultando numa perda de ordem considerável da força de aperto da junta, conforme ilustra a Figura 1.11. Ultrapassando a tensão de cedência do parafuso, ocorrerá a perda de força de aperto, até ao ponto em que a mesma se torna nula. A partir deste ponto, qualquer aumento da força externa aplicada à junta será apenas suportado pelo parafuso, até que seja atingida a tensão de rotura, provocando a falha total do parafuso, de acordo com o que está representado na Figura 1.12.

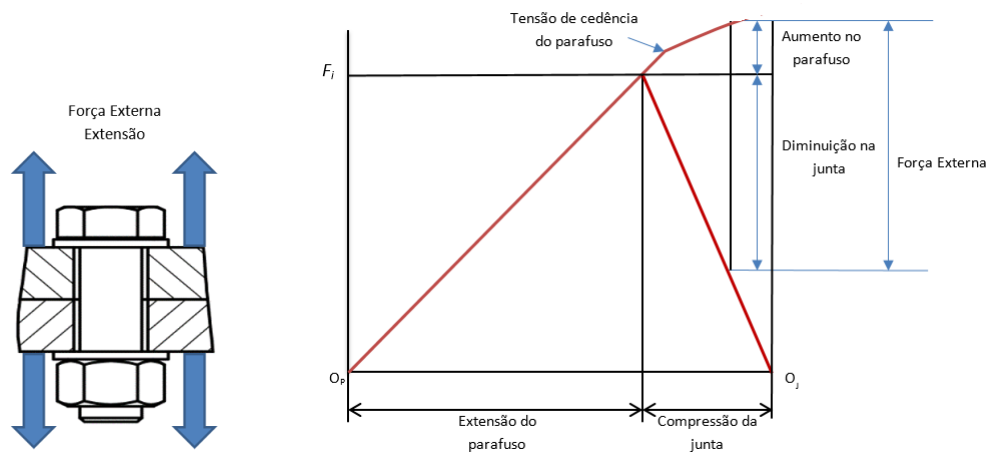


Figura 1.11: Efeito da aplicação de forças externas além da cedência do parafuso

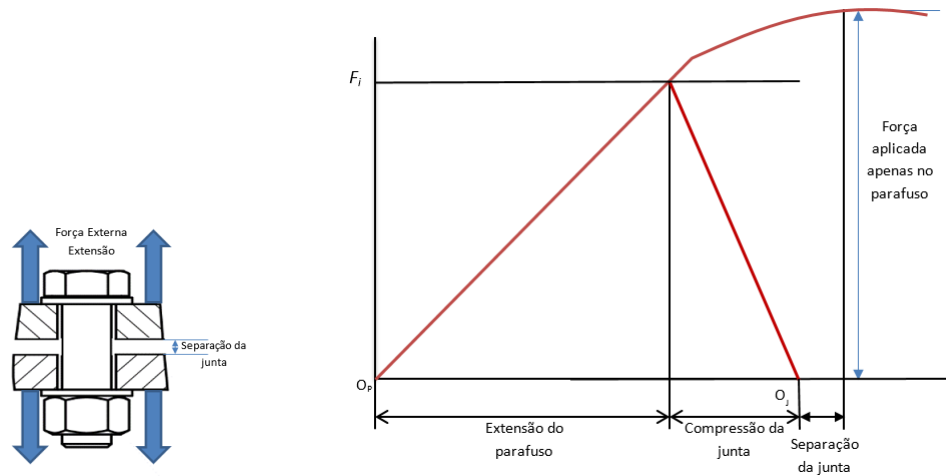


Figura 1.12: Efeito da aplicação de forças externas além da formação do *gap*

1.7 Juntas ao corte

As juntas de sobreposição simples consistem essencialmente em dois componentes (duas chapas, podendo ser metálicas ou em material compósito), como se pode visualizar na Figura 1.13, com furos praticados nas chapas devidamente alinhados e normalmente em filas. No caso de se ligarem chapas em material compósito, é necessário utilizar inserts, pois o aperto direto de parafusos em placas de material compósito levaria à rápida fratura interfibras (colapso da resina) ou delaminação na zona de união. Este é um importante problema que, contudo não será analisado neste trabalho.

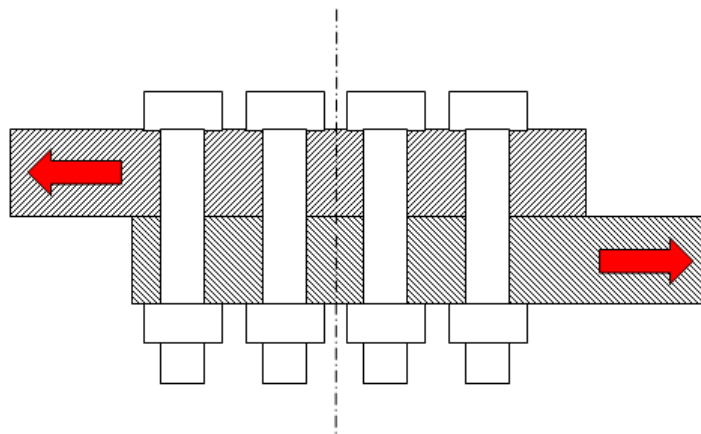


Figura 1.13: Modelo de uma junta sujeita a esforços de corte

O modo de trabalho de uma junta de sobreposição consiste em resistir à força que tende a fazer deslizar as superfícies de aperto. Deste modo, a força de atrito é a que

resiste ao movimento relativo entre as superfícies. Assim, os parafusos aplicam uma força capaz de resistir a estas ações.

- A força de aperto na junta F_{total} gera uma força de atrito de modo que seja maior do que a força exterior T , isto é:

$$F_{total} \times \mu > T \quad (1.4)$$

Em que T é a força externa provocando o deslizamento das superfícies em contacto e μ é o coeficiente de atrito entre as superfícies.

- A força exterior T consegue exceder a força de atrito e nessa situação, os parafusos resistem ao esforço de corte, devendo a área transversal dos parafusos ser:

$$A_{min} \times \tau_0 > T \quad (1.5)$$

Em que A_{min} é a área transversal mínima do parafuso e τ_0 é a tensão de segurança ao corte, para o material do parafuso.

Considerando a linha de simetria, os deslocamentos para lá desta linha são proporcionais à distância a esta linha de simetria. Quer dizer que para o furo de ordem i na fileira de n furos a partir da linha central, o seu deslocamento será

$$u_i = \frac{u_{max} \times i}{n_{parafusos}} \quad (1.6)$$

Seja a rigidez ao corte de cada parafuso, K_{pc} ; seja $n_{parafusos}$ o número de parafusos de cada lado do plano mediano. A força total que a junta suporta é:

$$F_{total} = \sum_{i=1}^N K_{pc} u_i = K_{pc} \sum_{i=1}^N u_i \quad (1.7)$$

Substituindo na equação acima obtemos:

$$K_{pc} \sum_{i=1}^N u_i = \frac{K_{pc} u_{max}}{n_{parafusos}} \frac{(1+n)}{2} n = K_{pc} \frac{(1+n) u_{max}}{2} \quad (1.8)$$

Obtemos então:

$$F_{total} = K_{pc} u_{max} \frac{(1+n)}{2} \quad (1.9)$$

Para cada parafuso de ordem i , a força com que resiste é:

$$F_i = K_{pc} u_i = \frac{K_{pc} u_{max}}{n_{parafusos}} \times i \quad (1.10)$$

Portanto,

$$F_{total} = K_{pc}u_{max}\frac{(1+n)}{2} \Rightarrow u_{max} = \frac{2F_{total}}{K_{pc}(1+n)} \quad (1.11)$$

Assim cada força de corte nos parafusos em fila será:

$$F_i = \frac{2F_{total}}{n(1+n)} \times i \quad (1.12)$$

Onde n é o número de parafusos em linha em cada metade da junta.

Exemplo:

6 Parafusos em linha: cálculo das forças de corte em cada parafuso

- $F_1 = \frac{2F_{total}}{6(1+6)} \times 1 = 0.0476F_{total}$
- $F_2 = \frac{2F_{total}}{42} \times 2 = 0.0952F_{total}$
- ...
- ...
- ...
- $F_6 = \frac{2F_{total}}{42} \times 6 = 0.286F_{total}$

O cálculo simplificado em que se dividia simplesmente, a força total pelo número de parafusos daria o valor médio:

$$\frac{F_{total}}{6} = 0.1667F_{total} < 0.286F_{total} \quad (1.13)$$

o que colocaria em risco a integridade do parafuso mais afastado da linha média da união.

Capítulo 2

Modelação Analítica

Consideremos o modelo simplificado para uma junta aparafusada, tal como mostra a Figura 2.1. Neste modelo, as molas de constantes K_P (mola de tração) e K_J representam a rigidez do parafuso e a junta, respetivamente.

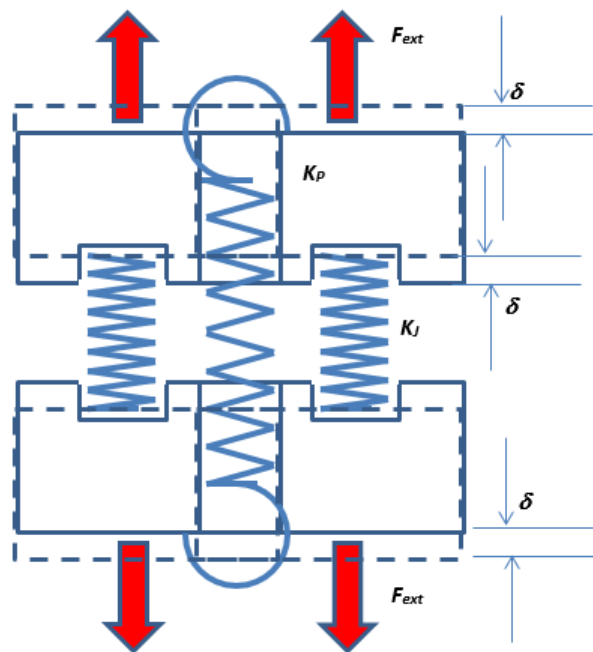


Figura 2.1: Modelo simplificado de uma junta, representado por molas

Quando se aperta um parafuso forçando duas metades da junta estrutural a unirem-se, este conjunto fica em equilíbrio estático, sendo a força de aperto do parafuso F_i (designada de pré-esforço) igual à força $-F_i$ de compressão que se regista na junta. Quando se aplica uma força externa F_{ext} na junta, tentando separar as duas metades, cada metade da junta separa-se num deslocamento δ tal como na Figura 2.1. Com este

deslocamento, a junta alivia a sua força inicial na quantidade $K_J \times \delta$ e o parafuso aumenta a sua força inicial na quantidade $K_P \times \delta$. Seja F_i a força de aperto inicial no parafuso que se transmite à junta por aperto e equilíbrio estático:

- A força total no parafuso, depois da aplicação F_{ext} é $F_i + K_P \times \delta$
- A força total na junta depois da aplicação F_{ext} é $F_i - K_J \times \delta$
- A força total F_{ext} tem que equilibrar este sistema de forças:

$$F_i + K_P \times \delta - (F_i - K_J \times \delta) = F_{ext}$$

Seja K_{equiv} a rigidez equivalente do par parafuso/junta: assim também é válida a seguinte equação:

$$F_i + K_P \times \delta - (F_i - K_J \times \delta) = K_{equiv} \delta = F_{ext} \quad (2.1)$$

O deslocamento que caracteriza o afastamento de cada metade da junta estrutural é:

$$\delta = \frac{F_{ext}}{K_P + K_J} \quad (2.2)$$

Com este resultado é possível obter a força que passa para o parafuso e a força residual na junta quando se aplica uma força exterior:

- Força no parafuso:

$$F_P = F_i + K_P \times \delta = F_i + \frac{K_P}{K_P + K_J} \times F_{ext} \quad (2.3)$$

- Força na junta:

$$F_J = F_i - K_J \times \delta = F_i - \frac{K_J}{K_P + K_J} \times F_{ext} \quad (2.4)$$

Uma junta aparafusada, como a que se refere ao modelo simplificado que se analisa, deixa de ser eficaz em duas situações:

- A força no parafuso, $F_P = F_i + K_P \times \delta = F_i + \frac{K_P}{K_P + K_J} \times F_{ext}$, atinge o valor da cedência ou rotura.
- A força na junta deixa de ser compressiva quando atingir o valor nulo,

$$F_J = F_i - K_J \times \delta = F_i - \frac{K_J}{K_P + K_J} \times F_{ext} = 0.$$

A partir deste estado, a junta não apresenta segurança. Podendo haver fugas de fluido (caso de reservatórios de pressão com tampa desmontável) ou por exemplo, culassas de motor de automóvel.

2.1 Rigidez do parafuso

2.1.1 Modelo simplificado

O parafuso de uma forma simplificada, pode ser considerado como sendo uma viga de diâmetro não uniforme, como pode ser visto na Figura 2.2. Se a tensão gerada na viga for inferior à tensão de cedência, podemos utilizar a lei de Hooke e a relação entre molas conectadas em série para determinar a variação do comprimento da viga.

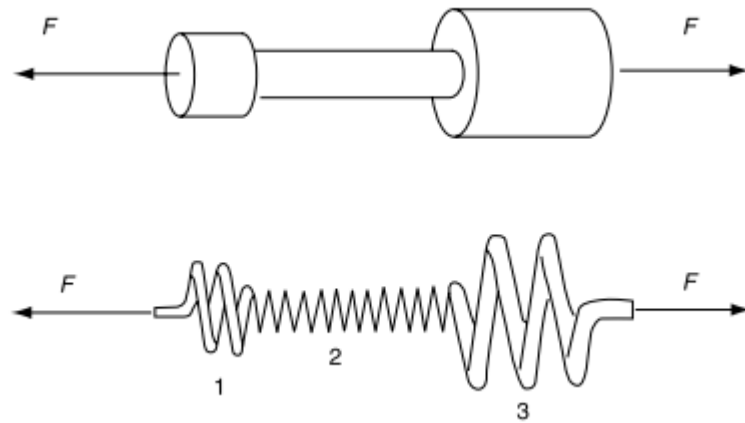


Figura 2.2: Modelo de um parafuso como uma associação de resistências em série [5]

A variação total no comprimento do parafuso, será igual à soma das variações de comprimento em cada secção:

$$\Delta L_C = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \dots + \Delta L_n \quad (2.5)$$

A lei de Hooke diz-nos que a variação de comprimento numa secção é:

$$\Delta L = \frac{FL}{EA} \quad (2.6)$$

onde

- ΔL = variação em comprimento
- A = área da secção
- L = comprimento da secção
- E = módulo de elasticidade do material
- F = força aplicada

Uma vez que as várias secções encontram-se ligadas em série, ambas são sujeitas à mesma força, assim podemos combinar as Equações 2.5 e 2.6 e dizer que:

$$\Delta L = F \left(\frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \dots + \frac{L_n}{EA_n} \right) \quad (2.7)$$

E a constante de rigidez de um corpo é definida por:

$$K = \frac{F}{\Delta L} \quad (2.8)$$

Onde:

- K = constante de rigidez

A constante de rigidez para uma série de secções, associadas em série, é dada por:

$$\frac{1}{K_{equiv}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_n} \quad (2.9)$$

Utilizando a equação para a constante de rigidez de uma série de secções associadas em série, com a variação de comprimento de um grupo de corpos, podemos dizer que:

$$\frac{1}{K_{equiv}} = \frac{L_1}{EA_1} + \frac{L_2}{EA_2} + \dots + \frac{L_n}{EA_n} \quad (2.10)$$

2.1.2 Comprimento efetivo

A abordagem referida anteriormente é demasiado simplista para a grande maioria das aplicações de juntas aparafusadas. O parafuso não apresenta o mesmo nível de tensão ao longo de todo o seu comprimento, por exemplo, nos extremos do parafuso o nível de tensão é zero. No entanto, em algumas porções da cabeça do parafuso, as tensões atingem valores significativos, pelo que não se pode assumir que o parafuso se trata de um cilindro uniforme ao longo de todo o comprimento de aperto.

Derivado do contacto entre a face de encosto do parafuso e anilha, pode-se afirmar que a tensão num parafuso é máxima nesta face, bem como na face interior da porca.

Pela dificuldade em determinar a verdadeira distribuição do campo de tensões na cabeça do parafuso vários estudos foram efetuados, e determinados fatores de correção. $0.4 \times \text{diâmetro nominal da cabeça do parafuso}$ e $0.4 \times \text{diâmetro nominal da porca}$ [19]; ou $0.3 \times \text{diâmetro nominal}$ para ambos os elementos[3]; ou $0.6 \times \text{diâmetro nominal da porca}$ e nulo para a cabeça do parafuso[25]¹. Bickford sugere um fator de correção de $0.5 \times \text{diâmetro nominal}$ para ambos[5], valor que será adotado.

Com base nestas suposições podemos então afirmar que o comprimento efetivo do parafuso é dado pela Equação 2.11

¹citados por Bickford[5]

$$L_E = \frac{T_H}{2} + L_B + L_T + \frac{T_N}{2} \quad (2.11)$$

Onde:

- T_H = espessura da cabeça
- L_B = comprimento do corpo do parafuso
- L_T = comprimento da zona roscada, compreendida no interior da junta
- T_N = espessura da porca

Com recurso à Equação 2.7, podemos assim determinar de forma mais exata a variação efetiva do comprimento do parafuso:

$$\Delta L = F_i \left(\frac{L_{be}}{EA_B} + \frac{L_{se}}{EA_s} \right) \quad (2.12)$$

Onde:

- L_{be} = comprimento efetivo do corpo do parafuso (comprimento do corpo mais metade da espessura da cabeça do parafuso)
- L_{se} = comprimento efetivo das roscas (comprimento da zona roscada compreendida no interior da junta mais metade da espessura da porca)
- A_s = área efetiva da secção roscada
- A_B = área do corpo do parafuso

2.1.3 Expressão alternativa

Ao utilizarmos a Equação 2.12, podemos assim calcular a rigidez de uma forma explicita, as dimensões exatas dos comprimentos podem ser de difícil medição e variáveis dentro dos limites das normas principalmente pelas variações nos processos de fabrico. Na maioria das juntas aparafusadas este cálculo seria moroso e repetitivo, não trazendo vantagens significativas para o processo de dimensionamento inicial. Estamos interessados assim, na determinação da rigidez de uma forma expedita.

Olhemos de novo para a Equação 2.8

$$K = \frac{F}{\Delta L}$$

Utilizemos a lei de Hooke para eliminar o termo F da equação:

$$E = \frac{\frac{F_P}{A_s}}{\frac{\Delta L}{L_e}} \quad (2.13)$$

Resolvendo em ordem a F_P e substituindo na Equação 2.8, obtemos que

$$K_B = \frac{EA_S}{L_e} \quad (2.14)$$

Esta equação assume que a rigidez do corpo do parafuso é a mesma que a rigidez da zona roscada, ou que o parafuso é completamente roscado. Não sendo tão precisa como o cálculo descrito pela Equação 2.12, é uma aproximação conveniente para a fase inicial do projeto, sendo amplamente utilizada e referida em manuais consagrados de projeto [5][7].

2.2 Rigidez dos elementos

A determinação exata da rigidez dos elementos de uma junta é de particular dificuldade uma vez que a distribuição de pressão varia ao longo da espessura do elemento. Várias tentativas foram realizadas por diversos autores para determinar a distribuição de tensões, soluções teóricas foram apresentadas por Snedden[27], Femlund[11], Nelson[21], Greenwood[15] com recurso a análise fotoelastica, Gould[14], Tang e Deng[18]² recorreram a análise por métodos finitos. Bickford sugere o método da VDI³[5] utilizando um cilindro de área equivalente para determinação da rigidez dos membros. Rotscher sugere o uso de um cone de pressão com ângulo variável para determinação da rigidez dos elementos. Shigley[7] com base no trabalho de Rotscher propõe o uso de um cone de ângulo 30° de forma a obter a rigidez dos elementos.

2.2.1 Modelo de Rotscher[24]

O modelo de Rotscher para dimensionamento de juntas aparafusadas é amplamente utilizado e aceite nos manuais de projeto mecânico, que defende que a distribuição de tensões na zona de influência do parafuso apresenta o formato de frustum, sendo a tensão máxima na superfície sobre o parafuso[7]. Se observarmos uma secção da junta a evolução do envelope de tensões decresce ao longo da espessura, encontrando-se representado na Figura 2.3 Seguindo o modelo dos cones de pressão numa junta aparafusada. O raio variável ao longo de um cone perfeito, é dado pela equação:

$$R(z) = az + b \quad (2.15)$$

onde a e b são parâmetros a determinar. A condição necessária para que este modelo se verifique é:

²citados por Haidar[16]

³VDI- Verein Deutscher Ingenieure- Ordem dos Engenheiros Alemães

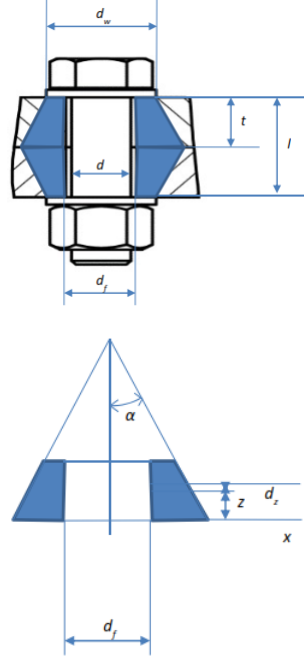


Figura 2.3: Modelo dos cones de pressão

$$z = h \Rightarrow R(z) = \frac{d_w}{2} \quad (2.16)$$

$$z = 0 \Rightarrow R(z = 0) = \frac{d_w}{2} + h \tan \alpha \quad (2.17)$$

Resolvendo a Equação 2.15 com recurso à Equação 2.17 obtém-se que:

$$b = \frac{d_w}{2} + h \tan \alpha \quad (2.18)$$

Substituindo em 2.15 e resolvendo com recurso à Equação 2.16 obtém-se que,

$$a = -\tan \alpha \quad (2.19)$$

Substituindo a e b na Equação 2.15 obtemos assim a equação na sua forma final

$$R(z) = (h - z) \tan \alpha + \frac{d_w}{2} \quad (2.20)$$

Assim, o deslocamento infinitesimal $d\delta$ de um elemento do cone dz sujeito a uma força compressiva F é dado pela equação:

$$d\delta = \frac{F dz}{EA} \quad (2.21)$$

A área do elemento é dada por:

$$A = \pi \left(h \tan \alpha + \frac{d_w + d_f}{2} \right) \left(h \tan \alpha + \frac{d_w - d_f}{2} \right) \quad (2.22)$$

Substituindo na Equação 2.21 e integrando em toda a espessura do elemento da junta obteremos a contração total:

$$\delta = \frac{F}{\pi E} \int_0^t \frac{dz}{\left[h \tan \alpha + \frac{d_w + d_f}{2} \right] \left[h \tan \alpha + \frac{d_w - d_f}{2} \right]} \quad (2.23)$$

Resolvendo obtemos:

$$\delta = \frac{F}{\pi E d_f \tan \alpha} \ln \frac{(2t \tan \alpha + d_w - d_f)(d_w + d_f)}{(2t \tan \alpha + d_w + d_f)(d_w - d_f)} \quad (2.24)$$

Assim a rigidez do elemento é dada por:

$$K_e = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi E d_f \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + d_w - d_f)(d_w + d_f)}{(2t \tan \alpha + d_w + d_f)(d_w - d_f)}} \quad (2.25)$$

Utilizando de novo, a associação de molas em série e considerando que os dois elementos da junta possuem a mesma espessura $l = 2t$, a rigidez da junta, é dada por:

$$K_J = \frac{K_e}{2} = \frac{\pi E d_f \tan \alpha}{2 \ln \frac{(l \tan \alpha + d_w - d_f)(d_w + d_f)}{(l \tan \alpha + d_w + d_f)(d_w - d_f)}} \quad (2.26)$$

2.2.2 Modelo de Shigley

Como já referido anteriormente, Shigley também propõe a utilização do modelo dos cones de carga, mas de ângulo fixo, do seu estudo propõe a utilização de $\alpha = 30$, assim a formulação proposta por Shigley, para a rigidez de um elemento da junta toma a seguinte forma:

$$K_e = \frac{0.5775 \pi E d_f}{\ln \frac{(1.155t + d_w - d_f)(d_w + d_f)}{(1.155t + d_w + d_f)(d_w - d_f)}} \quad (2.27)$$

Esta análise foi verificada com pormenor por Haydar[16] que modelaram o par para-fuso/junta com ANSYS® tendo demonstrado que a área de carga se aproxima à forma de um tronco de cone como referido.

2.2.3 Modelo dos cilindros equivalentes(VDI)

Bickford propõe a utilização do modelo dos cilindros equivalentes sugerido pela VDI, onde a rigidez pode ser determinada pela seguinte equação:

$$K_J = \frac{EA_C}{T} \quad (2.28)$$

Onde:

- A_C = área do cilindro equivalente
- T = espessura total da junta

A grande dificuldade deste modelo é a determinação da A_C . As equações para determinação da área variam com a relação entre o diâmetro de contacto do parafuso com a junta e o diâmetro exterior da junta D_J .

Se $d_w \geq D_J$, então:

$$A_C = \frac{\pi}{4}(D_J^2 - d_f^2) \quad (2.29)$$

Se $d_w < D_J \leq 3D_w$ e $T \leq 8D_J$, então:

$$A_C = \frac{\pi}{4}(D_w^2 - d_f^2) + \frac{\pi}{10}\left(\frac{D_J}{d_w} - 1\right)\left(\frac{D_J T}{5} + \frac{T^2}{100}\right) \quad (2.30)$$

Se $D_J > 3d_f$ e $T \leq 8D_J$ então:

$$A_C = \frac{\pi}{4}\left[\left(d_w + \frac{T}{10}\right)^2 - d_f^2\right] \quad (2.31)$$

Se as dimensões consideradas superarem os limites expressos acima, as equações acima referidas não podem ser aplicadas.

Capítulo 3

Simulação Numérica

Na etapa de simulação foram utilizados dois softwares para a realização das simulações. Inicialmente utilizou-se o software Autodesk Simulation Mechanical com o intuito de alargar os conhecimentos pessoais e dar a conhecer as suas potencialidades, contudo, o mesmo não se mostrou viável devido a limitações intrínsecas que serão explicadas na secção seguinte.

Nestas simulações o material considerado para as placas da junta foi o aço F10 denominação comercial do aço Ck 45[1], sendo as propriedades apresentadas na Tabela 3.1. A utilização deste material prendeu-se com o facto de os mesmos serem economicamente viáveis e de abrangente disponibilidade no momento da realizar os ensaios experimentais.

Tabela 3.1: Propriedades material das placas

Material	E(GPa)	ν	σ_{max} (MPa)	σ_{ced} (MPa)
Aço Ck 45	205	0.3	590	330

3.1 Autodesk Simulation Mechanical®

Para a realização das simulações foi utilizado o software Autodesk Simulation Mechanical®, em que é possível efetuar diferentes tipos de simulações consoante o pretendido.

De forma a otimizar as simulações, a junta aparafusada foi modelada como 1/4 beneficiando da axissimetria do modelo utilizado, uma vez que o mesmo é simétrico em torno do eixo z , Figura 3.1.

Neste modelo o objetivo principal era determinar o campo de tensões resultantes, da pré-carga imposta ao parafuso(F_i). As condições fronteira impostas para este carregamento são:

- Simetria segundo plano Oxz;

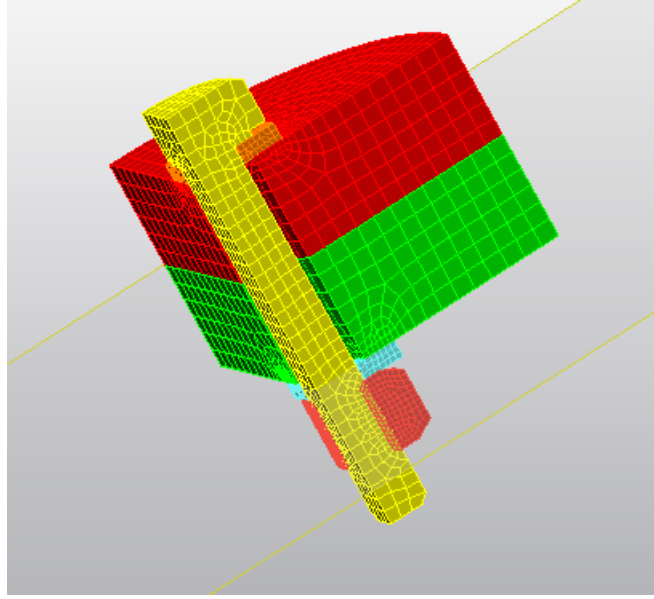


Figura 3.1: Modelo axissimétrico da junta

- Simetria segundo plano Oyz;
- Deslocamento radial do eixo do furo=0;
- Desprezada a força de atrito entre superfícies em contacto.

Nas simulações efetuadas foi considerado ainda que a interação entre a rosca do parafuso e a rosca da porca é do tipo *bonded*, diminuindo a complexidade da análise numérica. Tal simplificação é possível, pois os parafusos correntes são desenhados por forma a que o parafuso falhe antes de ocorrer escorregamento na rosca [5]. Na Figura 3.2 pode ver-se todas as condições fronteira aplicadas e cargas.

A força de pré-carga foi aplicada à junta com recurso a um anel representativo da área de contacto real entre a face de encosto do parafuso e o elemento da junta, cujas dimensões se baseiam num parafuso M8x35 segundo ISO 4017. As dimensões aplicadas à junta em análise encontram-se na Figura 3.3.

Considerando ainda que se pretende simular uma ligação desmontável, temos que a tensão máxima aplicada ao parafuso não deverá exceder os 75% $\sigma_{max} = 0.75 \sigma_{ob}$ [7], onde σ_{ob} representa a tensão de cedência do parafuso, e que a tensão é dada pela Equação 3.1,

$$\sigma = \frac{F}{A_s} \quad (3.1)$$

temos que a $F_{imax} = 17.5$ kN.

Foi necessário assim determinar uma pressão equivalente ($P_{equiv.}$) de forma a aplicar na interface de contacto entre o anel e o elemento da junta, recorrendo à Equação 3.2 para determinar a área efetiva de contacto,

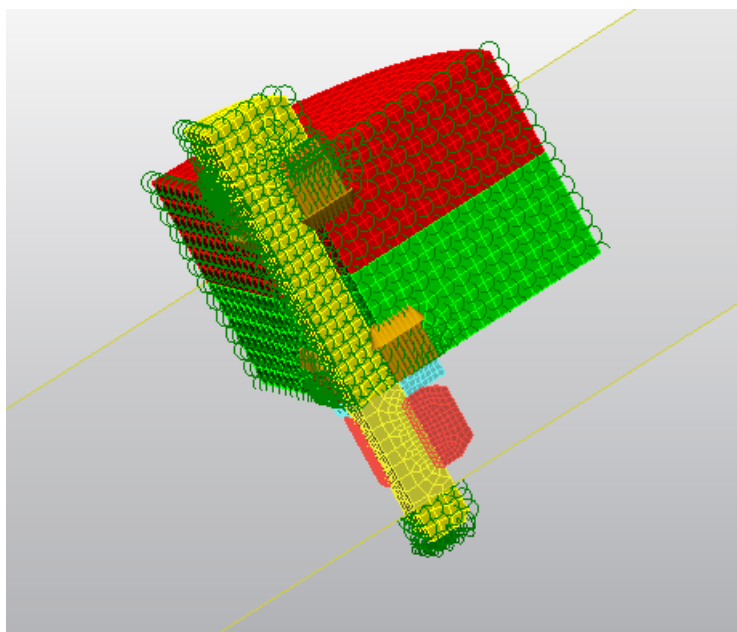


Figura 3.2: Condições fronteira e cargas aplicadas ao modelo axissimétrico da junta

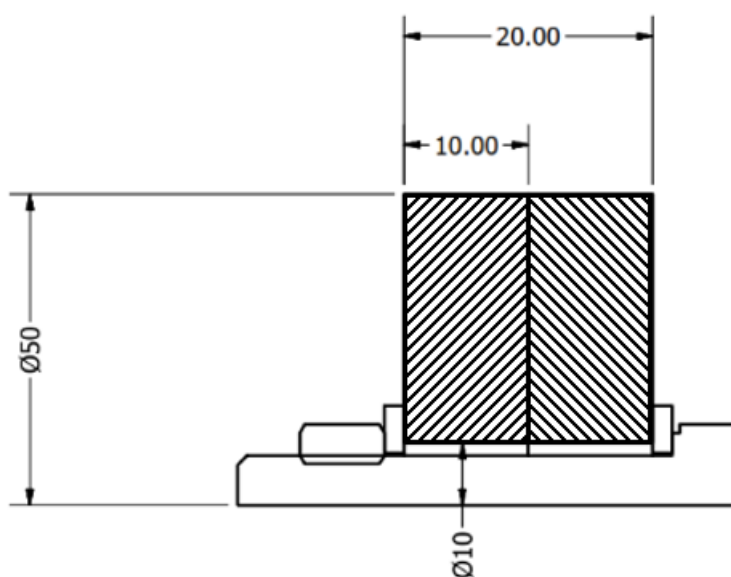


Figura 3.3: Cotas da junta do modelo axissimétrico

$$A_{c.circular} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d^2) \quad (3.2)$$

obtém-se que $P_{equiv.} = 412$ MPa.

Na fase preliminar de realizar a malha do modelo foram considerados elementos dos tipos *brick*, *wedge*, *pyramids* e *tetrahedra*, em malha bastante refinada com tamanho máximo dos elementos de 1,66 mm.

Após várias tentativas, verificou-se que o programa não permitia a análise pretendida, uma vez que o parafuso não apresentava tensões. Face a esta limitação, abordou-se a simulação eliminando o parafuso e concentrando a atenção na distribuição de tensões no elemento, neste aspeto o software apresenta também algumas lacunas uma vez que não permite a criação de *sets* na fase preliminar de construção para análise de resultados.

3.2 Abaqus CAE

Nesta etapa, o modelo da junta aparafusada foi alterado devido à dificuldade de aplicação de um extensómetro no corpo cilíndrico de um parafuso M8, assim como da folga diminuta no furo respeitando os códigos de construção, impossibilitando a passagem dos cabos de ligação do extensómetro para o exterior. Assim, o parafuso considerado passou a ser um M20, tendo a geometria sido alterada para o acomodar, as dimensões consideradas na modelação com recurso ao software Abaqus encontram-se representadas na Figura 3.4.

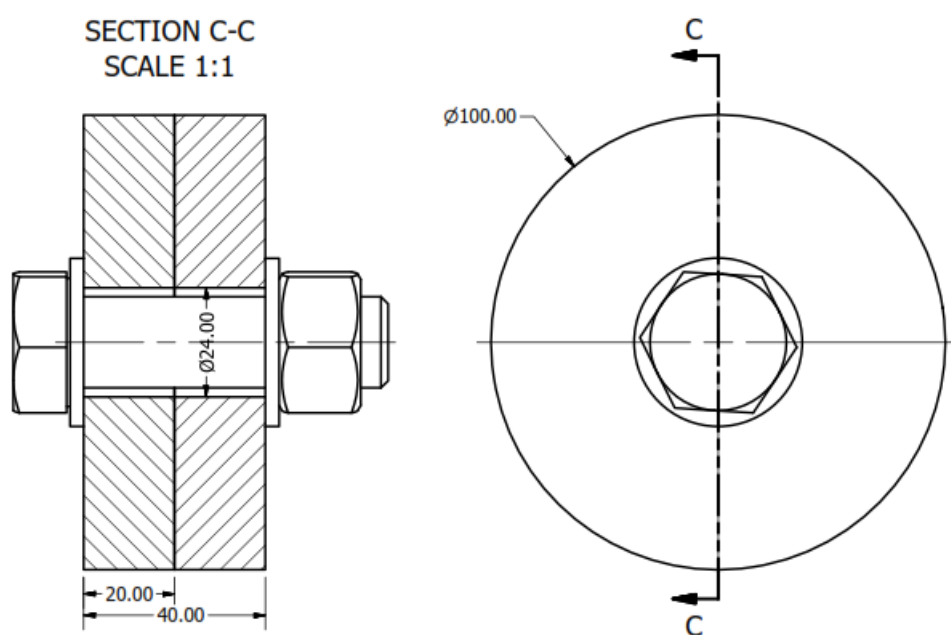


Figura 3.4: Desenho técnico da junta modelada em Abaqus

Nestas simulações optou-se pela simulação do modelo na sua totalidade, devido à complexidade geométrica da cabeça sextavada do parafuso e da porca para efeitos de simulação o conjunto parafuso porca foi modelado como um objeto único. Devido também à complexidade da geometria da zona roscada e não se pretendendo observar ao

detalhe as tensões nas roscas, o corpo do parafuso foi modelado como um cilindro de diâmetro igual ao diâmetro nominal de um parafuso M20. A cabeça do parafuso e a porca foram modelados como corpos cilíndricos de diâmetro igual ao diâmetro nominal da face de encosto da porca, e espessura igual à espessura nominal de uma porca M20, as dimensões consideradas encontram-se resumidas na Tabela 3.2. O modelo utilizado encontra-se representado na Figura 3.5.

Neste modelo o objetivo principal era determinar o comportamento da junta quando sujeita a uma pré-carga imposta no parafuso e posteriormente a resposta da junta à aplicação de uma carga de extensão, para tal, foram criados dois *Steps*, o primeiro corresponde à aplicação da pré-carga no parafuso, o segundo corresponde à aplicação da carga. Assim as condições fronteira aplicadas em ambos os *Steps* foram:

- Deslocamento da superfície da porca $U_z = 0$;
- Atrito entre superfícies $\mu = 0.2$.

Tabela 3.2: Dimensões do parafuso consideradas na simulação

Superfície	Dimensão
d	20
d_w	30
e_{porca}	20

3.2.1 Etapa 1:Pré-carga aplicada

Para aplicação da pré-carga ao parafuso, o mesmo teve de ser dividido em duas metades, ao longo da interface entre os dois elementos da junta. O software Abaqus no módulo de especificação de cargas possui especificamente um método de aplicação de pré-carga (*Bolt Load*), que para um parafuso M20 classe 8.8 com uma área efetiva da secção rosca $A_s = 245mm^2$, obtém-se aplicando a Equação 3.1, $F_i = 117$ KN.

3.2.2 Etapa 2: Carregamento axial

Neste etapa foi aplicada uma carga distribuída de tração na superfície superior do elemento, de forma a simular o carregamento aplicado nos ensaios experimentais com recurso a uma máquina Shimadzu de capacidade 50 KN. Sendo a área aplicada a carga igual a $7400mm^2$, de novo recorrendo à Equação 3.1, a carga distribuída aplicada foi de magnitude 5 MPa. O carregamento do modelo encontra-se representado na Figura 3.6.

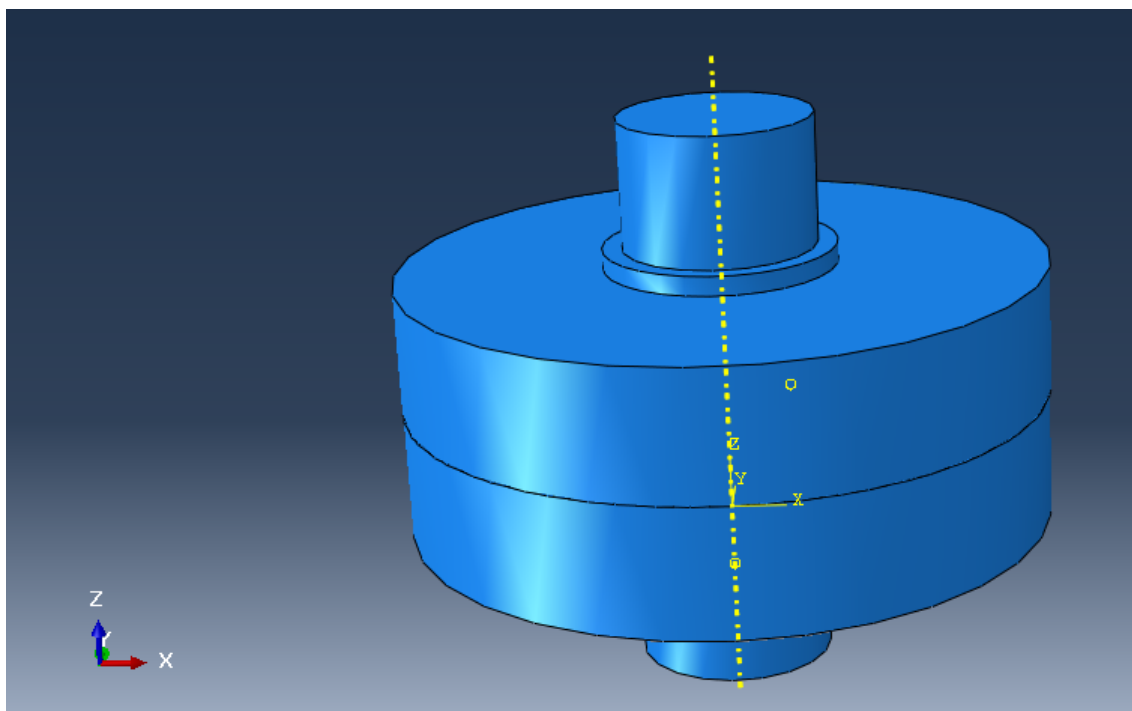


Figura 3.5: Junta modelada em Abaqus

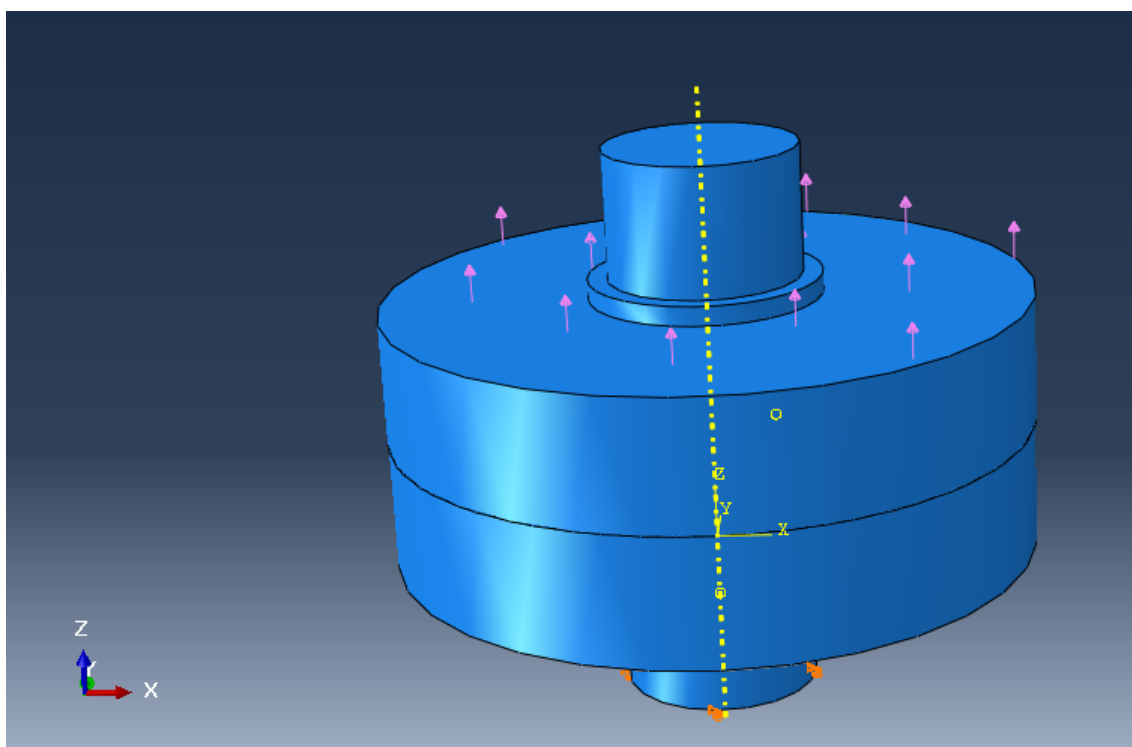


Figura 3.6: Aplicação da carga de tração ao modelo

Capítulo 4

Ensaio Experimental

Com recurso a uma máquina de ensaios de tração, nomeadamente uma máquina Shimadzu com carga máxima de 50 KN disponível no laboratório de materiais do DEM-UA, foi possível implementar um sistema capaz de aplicar tração à junta aparafusada em estudo e avaliar o seu comportamento quando sujeita a uma carga axial de tração.

4.0.1 Junta

As dimensões principais dos elementos da junta analisada, encontram-se na Figura 4.1, respeitando os códigos de construção corrente[20] tendo como principais características:

- Parafuso M20x75;
- Espessura dos elementos $e = 20$;
- Diâmetro externo da junta $D_J = 100$;
- Canal 5x8 para passagem dos cabos dos extensómetros.

O desenho de conjunto da junta encontra-se na Figura 4.2.

O material dos elementos da junta era aço de construção Ck 45 e possuía as propriedades descritas na Tabela 4.1

Tabela 4.1: Propriedades do material dos elementos

Material	E(GPa)	ν	σ_{max} (MPa)	σ_{ced} (MPa)
Aço Ck 45	205	0.3	590	330

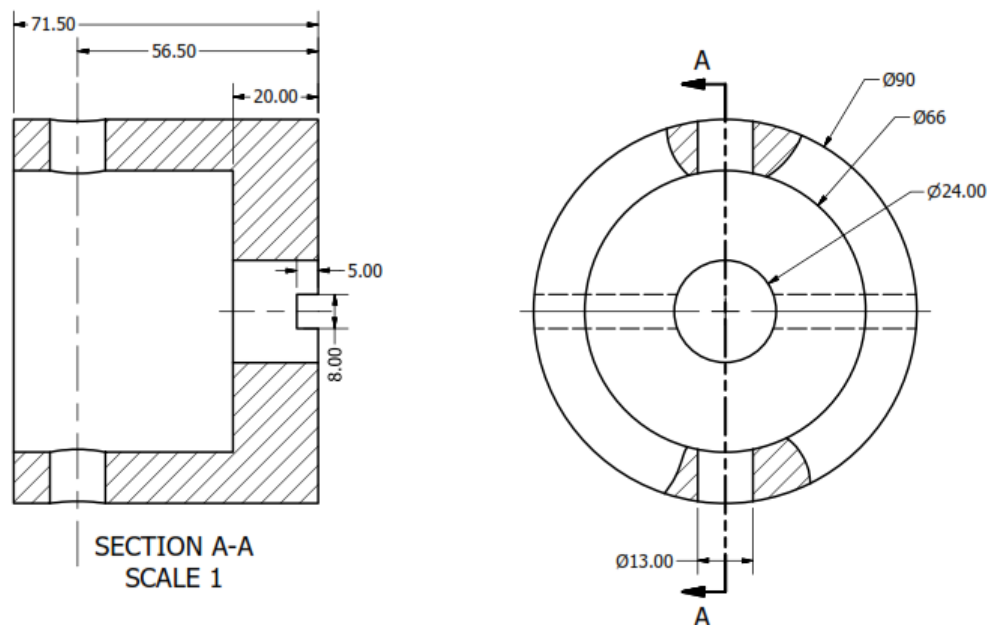


Figura 4.1: Desenho técnico dos elementos da junta

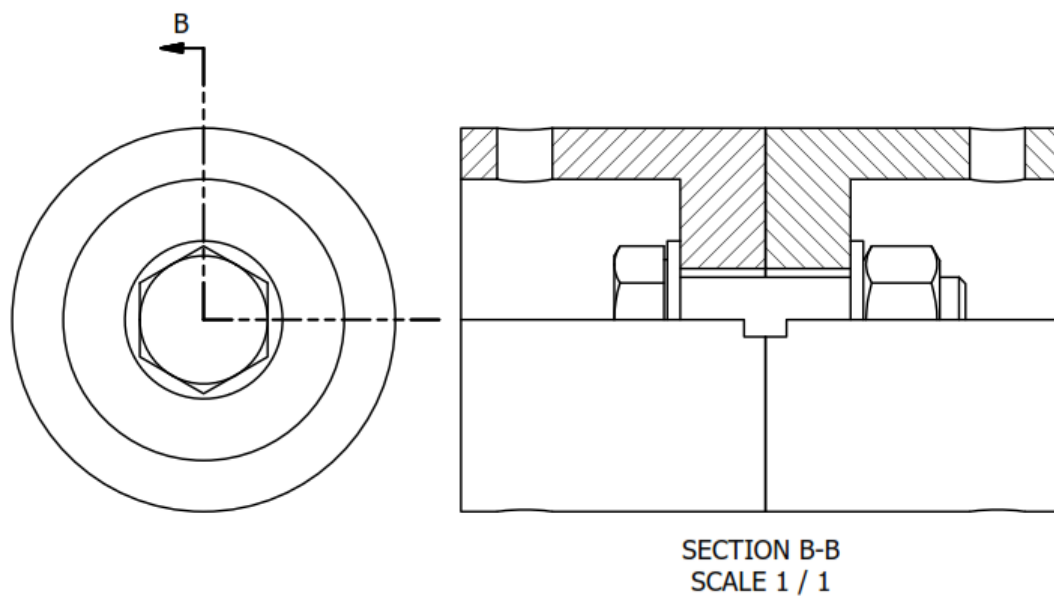


Figura 4.2: Desenho de conjunto da junta analisada

4.0.2 Extensômetros

Os extensômetros são transdutores capazes de medir a deformação de um corpo numa determinada direção, a variação de resistência do extensômetro provocada pela deformação do material vai ser proporcional à variação de comprimento do material sobre o qual está montado. A Equação 4.1 traduz o funcionamento básico de um extensômetro.

$$\frac{\Delta R}{R_0} = k\epsilon \quad (4.1)$$

Em que ΔR representa a variação da resistência, R é a resistência nominal, k é o fator do medidor (2 aproximadamente) e ϵ a deformação.

Os extensómetros possuem várias características que os tornam bastante apelativos e ao mesmo tempo precisos. As principais características a destacar são: fácil instalação, baixo custo, alta precisão, excelente resposta dinâmica, dimensões pequenas, entre outros [23].

Existindo uma ampla variedade de extensómetros, consoante a aplicação pretendida [9], para este ensaio experimental foram utilizados extensómetros uniaxiais, Figura 4.3, de resistência nominal 350Ω .

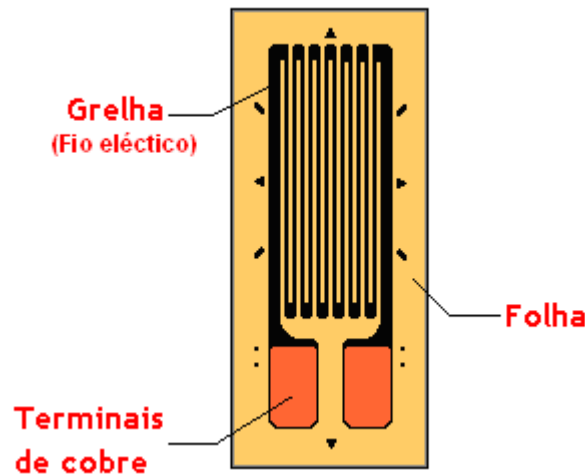


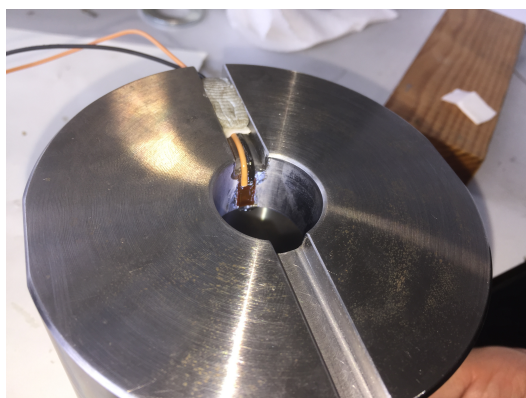
Figura 4.3: Extensómetro uniaxial [2]

Foram utilizados dois extensómetros, um aplicado no parafuso e outro na junta que serviu de controlo, uma vez que o estado de tensão na junta é complexo não podendo ser medido com recurso a apenas um extensómetro, na Figura 4.4 pode ver-se a sua aplicação na junta.

Para os fixar foi utilizada cola de CianoAcrilato de modo a fixar os extensómetros e garantir que estes não mudavam de posição aquando da realização dos ensaios.

4.0.3 Sistema de aquisição de dados- Spider8

Uma vez já colados os extensómetros nos componentes era necessário conseguir uma solução para extrair os valores da deformação a qual na realidade, precisa de conversão uma vez que são lidas variações de tensões elétricas. Foi então utilizado um sistema de medição eletrónico Spider8, Figura 4.5.



(a) Extensômetro da junta



(b) Extensômetro do parafuso

Figura 4.4: Extensômetros aplicados



Figura 4.5: Sistema de medição eletrônico Spider8

Uma vez que os módulos presentes neste Spider8 são apenas módulos SR55 que permitem a ligação de extensômetros conectados em esquemas de meia ponte ou ponte completa[17] foi necessário construir duas fichas de adaptação entre os extensômetros e o Spider8, de acordo com o esquema de ligação presente no manual, Figura 4.6, por forma a se poder extrair os dados provenientes dos extensômetros, as fichas criadas podem ser visualizadas na Figura 4.7, às mesmas foi aplicada uma resistência de 350Ω a cada para construção do segundo ramo da meia ponte.

4.0.4 Procedimento Experimental

Inicialmente foram feitos ensaios com a junta livre, ou seja, os elementos não se encontravam apertados uns contra os outros. Com este ensaio pretendia-se determinar a curva de rigidez para o conjunto parafuso/anilhas/porca. Verificou-se então que não existia precisão dos resultados, a rigidez do parafuso (declive da reta) variava de um ensaio para

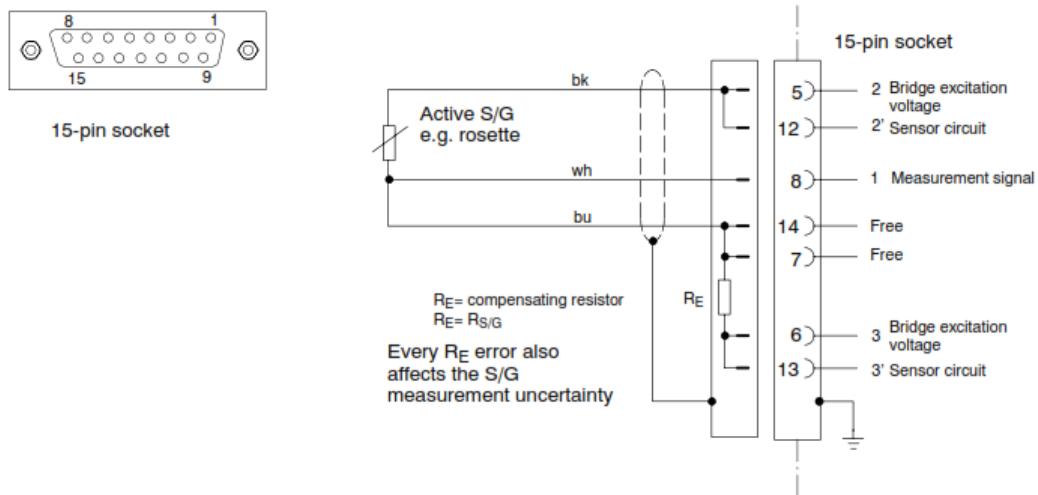


Figura 4.6: Esquema ligação em meia ponte Spider8 [17]



Figura 4.7: Fichas criadas para ligação entre os extensômetros e o Spider8

outro revelando instabilidade e falta de repetibilidade.

O conjunto foi então desmontado e analisados cada componente de forma a verificar o estado da ligação dos extensômetros e o aspeto físico das peças, com isto verificou-se que a anilha se deformou plasticamente, apesar de esta seguir a norma ISO, formando um decalque de forma aproximadamente circular de diâmetro igual ao diâmetro do encosto da porca utilizada, como se pode visualizar na Figura 4.8, verificou-se ainda que a sua planeza se alterou para um formato côncavo, Figura 4.9, atuando então como uma mola, alterando os valores de rigidez de ensaio para ensaio. Esta deformação estará relacionada com o uso de diâmetro de furo elevado ($d_f = 24mm$) apesar de o mesmo seguir s códigos

de construção[20].



Figura 4.8: Deformação plástica da anilha provocada pelo encosto da porca



Figura 4.9: Anilha côncava após aplicação de carga

Com estes desvios em mente, foram removidas as anilhas, o que fez com que o declive da reta(rigidez do parafuso) estabilizasse com a repetibilidade dos ensaios.

Para a realização dos ensaios com aplicação de pré-carga no parafuso e verificação do comportamento da junta quando exposta a uma solicitação de tração, o procedimento experimental foi o seguinte:

1. Aperto de encosto de todos os elementos de forma orientar os cabos dos extensômetros e garantir que estes se mantêm na ranhura;
2. Com recurso a um torno de bancada, fixação dos elementos da junta para que estes não rodem;
3. Aplicação do binário ao parafuso com recurso a uma chave dinamométrica, Figura 4.10;



Figura 4.10: Chave dinamométrica utilizada nos ensaios

4. Calibração da máquina Shimadzu;
5. Posicionamento da junta ao centro da máquina Shimadzu, Figura 4.11;



Figura 4.11: Posicionamento da junta na máquina Shimadzu

6. Ligação dos extensómetros ao Spider8;
7. Aplicação da carga externa à junta.

Capítulo 5

Resultados Numéricos

Partindo dos métodos descritos no Capítulo 3 de forma a determinar as distribuições de tensões ao longo da junta, foram realizadas duas simulações com vista a avaliar a influencia da intensidade da força de pré-carga no comportamento da junta, estando estruturadas em dois *steps*:

- Aplicação de pré-carga;
- Aplicação de uma carga externa.

Os carregamentos efetuados em cada caso encontram-se resumidos na Tabela 5.1

Tabela 5.1: Carregamentos aplicados nas simulações

Simulação	Step	Pré carga aplicada [N]	Carga Externa [N]
Caso 1	Pré carga	117000	---
	Carga Externa	117000	50000
Caso 2	Pré carga	27000	---
	Carga Externa	27000	50000

5.1 Caso 1: Pré-carga $F_i = 117000$

5.1.1 Step: Pré-carga

A distribuição de tensões obtida encontra-se na Figura 5.1. Obtendo-se uma tensão média de $400MPa$ no corpo do parafuso.

5.1.2 Solicitação Externa

A distribuição de tensões obtida após a aplicação da carga distribuída de $50KN$ encontra-se na Figura 5.2.

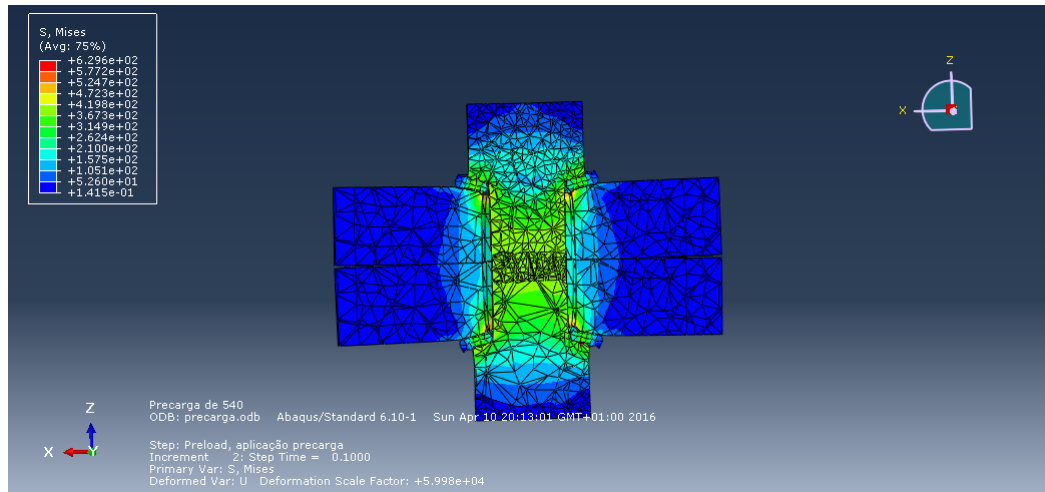


Figura 5.1: Campo de tensões resultante da aplicação da pré-carga $F_i = 117\text{KN}$

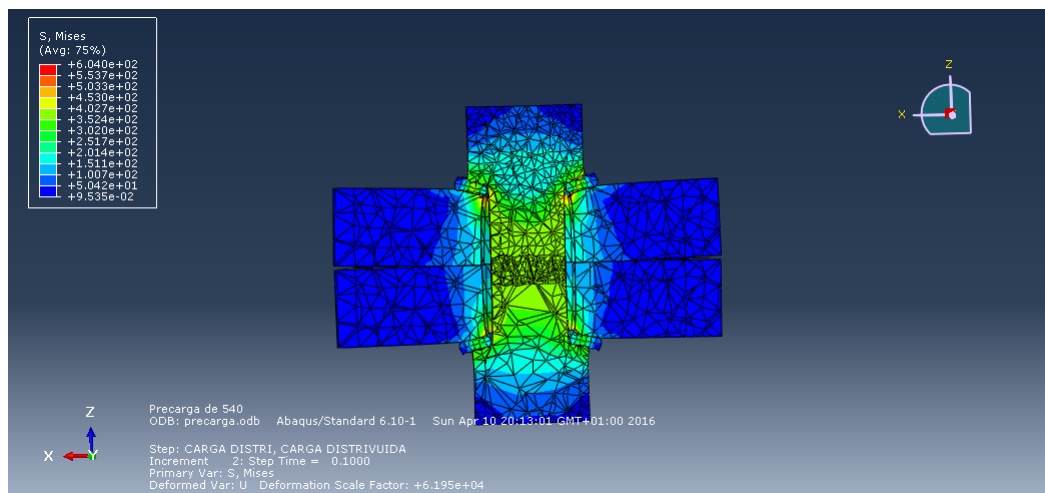


Figura 5.2: Campo de tensões resultante da aplicação da carga distribuída na face superior

5.2 Caso 2: Pré-carga $F_i = 27000$

5.2.1 Step: Pré-carga

Com esta simulação pretendeu-se estudar o comportamento da junta após a perda da sua integridade, ou seja, quando a força externa se sobrepõem à força de aperto da junta, e a sua influencia na distribuição de tensões dos elementos. A distribuição de tensões obtida encontra-se na Figura 5.3.

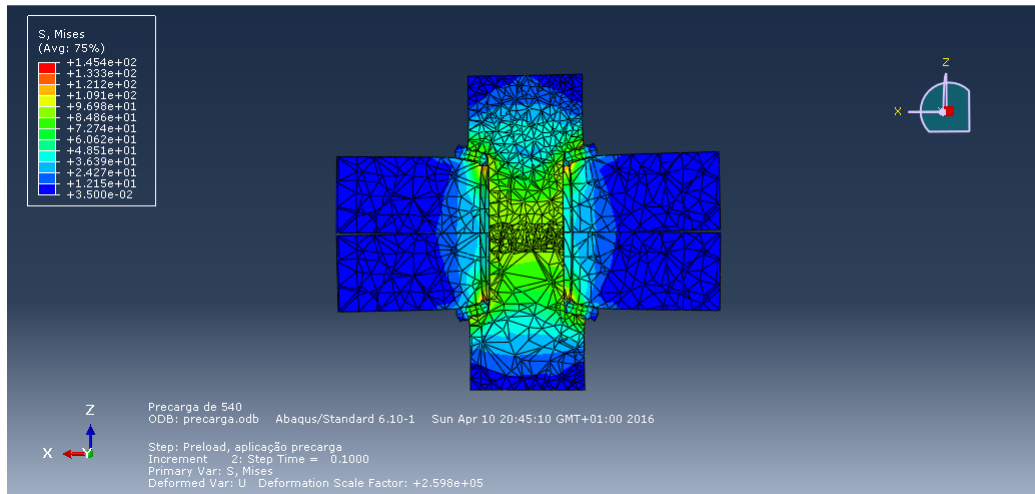


Figura 5.3: Campo de tensões resultante da aplicação da pré-carga $F_i = 27\text{ kN}$

5.2.2 Solicitação Externa

A distribuição de tensões obtida após a aplicação da carga distribuída de 50 kN encontra-se na Figura 5.4, onde podemos observar que o elemento inferior é completamente descarregado.

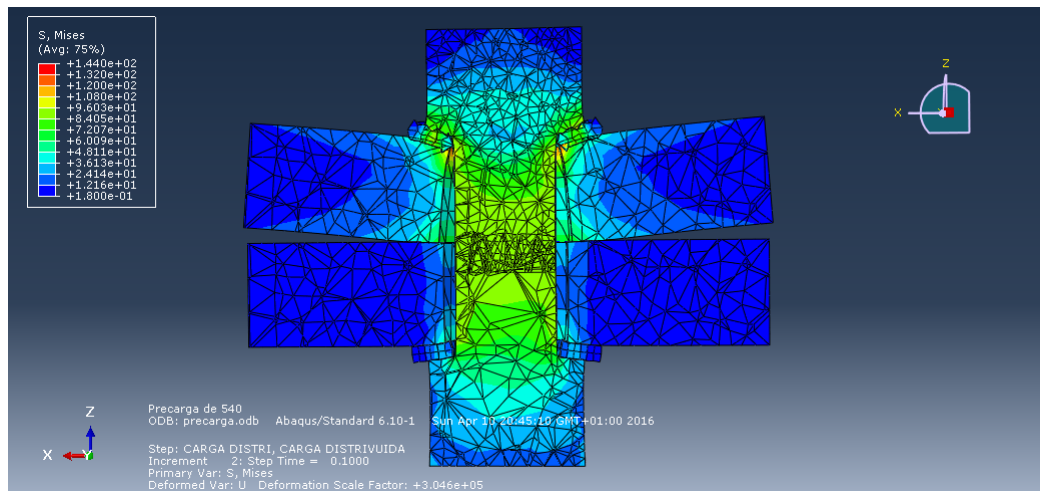


Figura 5.4: Campo de tensões resultante da aplicação da carga distribuída na face superior

Capítulo 6

Resultados Experimentais

Com o procedimento descrito no Capítulo 4, o comportamento do conjunto porca/parafuso em resposta à aplicação de uma carga encontra-se na Figura 6.1, servindo esta reta para determinar qual a carga realmente absorvida pelo conjunto, e pela lei da conservação de energia, qual a porção da carga que está a ser absorvida pela junta, uma vez que o estado de tensão é complexo pelo que não pode ser determinado através da utilização de extensometria.

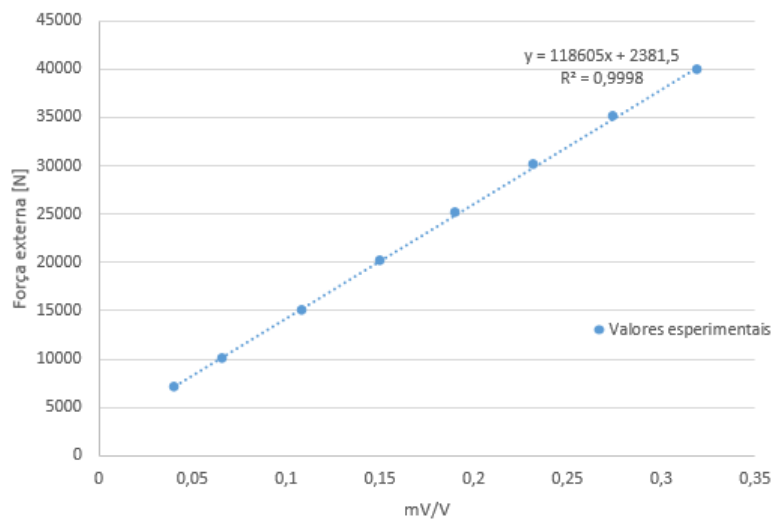


Figura 6.1: Comportamento do conjunto porca/parafuso a uma solicitação externa

Foi aplicado um binário de $150N.m$ com recurso a uma chave dinamométrica, utilizando a tabela de conversão [10] fornecida pelo fabricante da chave e um coeficiente de atrito $\mu = 0.2$ devido à montagem ser efetuada a seco estima-se uma pré-carga de $F_i = 31000N$. Utilizando a Figura 6.1 e o valor medido experimentalmente, a real pré-carga imposta ao parafuso é de $F_i = 22000N$.

O comportamento do conjunto porca/parafuso, após a aplicação da pré-carga, quando

sujeitos à carga de 50 KN imposta pela máquina Shimadzu encontra-se na Figura 6.2.

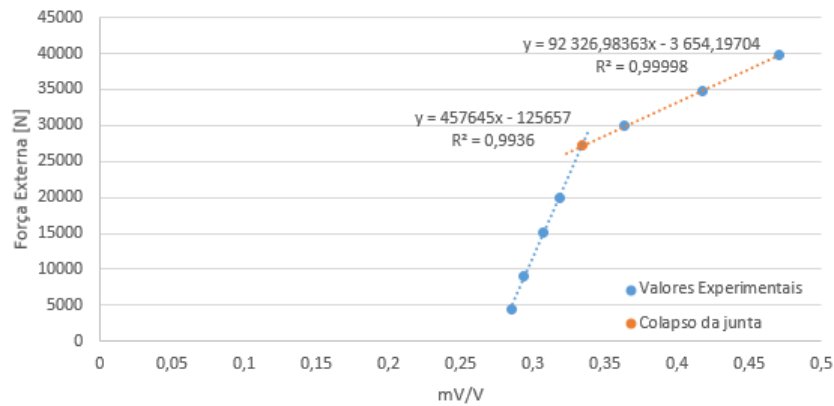


Figura 6.2: Comportamento do conjunto porca/parafuso sujeito a pré-carga e uma carga externa

O comportamento do parafuso durante a fase de carregamento apresenta um comportamento bilinear, sendo este o resultado esperado, durante a fase inicial do carregamento a força de aperto decresce, pela absorção da força externa, atingindo-se o limiar da separação, estima-se a separação para esta geometria de junta ocorre quando a força externa ultrapassa os 27000 N, a partir deste ponto qualquer aumento da força externa será aplicado somente no parafuso. Este comportamento encontra-se representado na Figura 6.3.

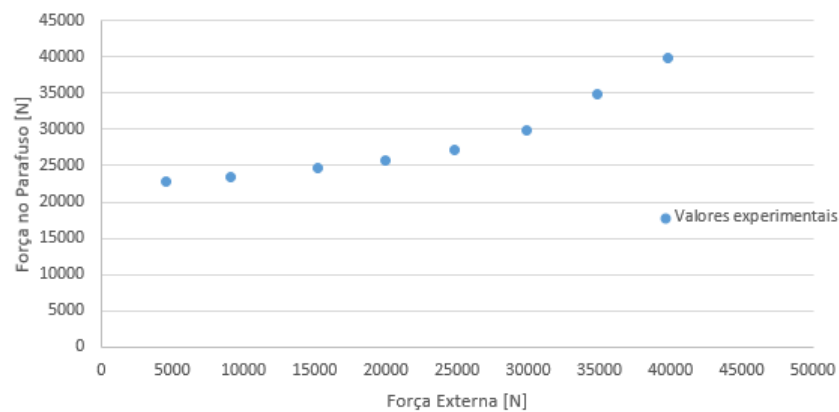


Figura 6.3: Força externa absorvida pelo parafuso

Pela lei da conservação da energia, a força absorvida pela junta encontra-se representada na Figura 6.4, até ao limiar da separação.

Na Figura 6.5 podemos observar a distribuição da força externa pelo parafuso e pela junta.

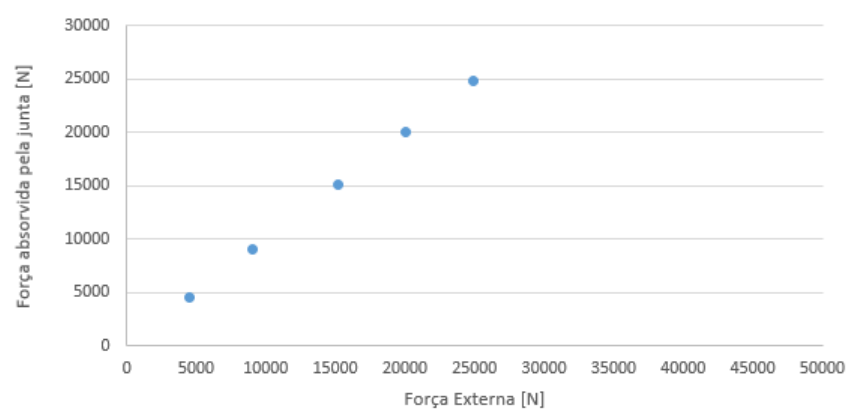


Figura 6.4: Força externa absorvida pela junta

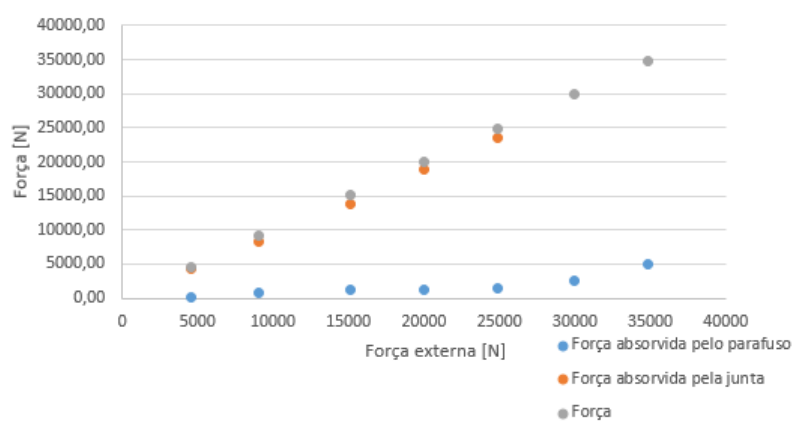


Figura 6.5: Distribuição da força externa pelo parafuso e junta

Capítulo 7

Conclusões

A análise do comportamento de juntas aparafusadas revelou-se complexa, uma vez que vários aspetos contribuem para a dificuldade de análise.

A utilização de expressões simplificadas revelou-se a melhor solução, uma vez que a nível experimental a utilização de extensómetros é complexa embora assegure resultados de precisão, quer pela limitação da análise ao comportamento do parafuso(a geometria cilíndrica de pequeno raio não permite a boa colocação dos extensómetros sem os danificar), como pela montagem, uma vez que ao utilizar furos de diâmetro maior para a passagem da cablagem dos extensómetros, apesar da observância de códigos de construção corrente, ao se diminuir a área de contacto entre a cabeça do parafuso e a superfície do elemento, existe a possibilidade da cabeça do parafuso não ficar completamente assente sobre o elemento derivado aos chamfres de limpeza do furo.

Em termos da análise por métodos finitos, estes apresentam uma solução conveniente para montagens simples com poucos elementos aparafusados, uma vez que a definição das condições dos carregamentos é morosa. Mas numa época em que o preço computacional é pequeno, o maior preço vem no tempo de preparação da simulação, assim fica à responsabilidade do utilizador a análise das vantagens de executar, uma análise por elementos finitos.

7.1 Sobre a simulação por elementos finitos

7.1.1 Autodesk Simulation Mechanical

A utilização deste software foi realizada com o intuito de analisar as potencialidades e limitações do mesmo. Verificou-se que para a análise elástica de apenas um componente, com o intuito de realizar verificações rápidas de design, os resultados apresentam boas aproximações. Na análise efetuada das juntas aparafusadas revelou-se incapaz de determinar as tensões no parafuso.

7.1.2 ABAQUS

Quando se pretende realizar análises de conjuntos, o software Abaqus®, apresenta tempos de cálculo numérico muito menores comparativamente com o Autodesk Simulation Mechanical.

7.2 Sugestões para futuros desenvolvimentos

Dada a incontestável importância e solução prática das uniões aparafusada, em aplicações dinâmicas, estas uniões devem responder com segurança ao efeito de solicitações vibratórias, muitas vezes de elevada frequência (aplicações na indústria automóvel e motores alternativos em geral). Este é um assunto que exige soluções de projeto e meios de investigação de rigor.

Quanto à segurança da junta aparafusada, o elemento mais vulnerável é a porca, a qual é frequentemente dotada de elementos de bloqueio por atrito (anilhas dentadas) ou de bloqueio efetivo (com cantos deformáveis), por exemplo as porcas U-NUT[8] da Fuji Seimitsu Co.

A investigação experimental pode consistir em testar uniões aparafusadas sob carga normal (tração) ou corte numa máquina INSTRON em solicitação dinâmica, sendo o binário de desaperto, testado ao fim de determinado número de ciclos.

Bibliografia

- [1] Ramada Aços. Ficha técnica do aço f10. Disponível em <http://www.ramada.pt/arq/fich/FTF10.PDF> , Acedido em 2016-04-04.
- [2] Anonymous. Extensómetro uniaxial. Disponível em <http://www.eletrica.ufpr.br/edu/Sensores/2000/wilson/f.htm> Acedido em 2016-04-04.
- [3] Anonymous. Fastener Preload Concepts, Contract no. F33615-76-C-5251, for Air Force Materials Laboratory, Air Force Systems Command, WPAFB, Dayton, Ohio, by General Dynamics, Fort Worth. Disponível em <https://www.nirs.org/reactorwatch/counterfeitparts/counterfeitpartsgao10161990.pdf> , Acedido em 2016-03-19.
- [4] Anonymous. Criteria for Preloaded Bolts. *Tech. Rep. NSTS 08307 Rev. A,*, 1998.
- [5] John H. Bickford. *Introduction to the design and behavior of bolted joints. Non-gasketed Joint.* CRC PRESS, 2008.
- [6] Kevin H Brown, Charles Morrow, Samuel Durbin, and Allen Baca. Guideline for Bolted Joint Design and Analysis: Version 1.0. Technical Report January, 2008.
- [7] R Budynas et al. *Shigley's Mechanical Engineering Design, Tenth Edition*, volume 1. McGraw-Hill, 2015.
- [8] Fuji Seimitsu Co. Fuji Seimitsu Co.,Ltd. PRODUCTS U-NUT. Disponível em <http://www.fun.co.jp/english/products/unut01.html> Acedido em 2016-04-04.
- [9] Digi-Key. Strain Gauges | Sensors, Transducers | DigiKey. Disponível em <http://www.digikey.pt/product-search/en/sensors-transducers/strain-gauges/1967323> , Acedido em 2016-04-04.
- [10] Facom. Guia de aperto controlado Facom. Disponível em <http://www.facom.com/pt/partage/f13/PDF/pt/F13SECT06POINTER.pdf> , Acedido em 2016-04-04.

-
- [11] I. Femlund. A method to calculate the pressure between bolted or riveted plates. *Transaction of Chalmers University of Technology*, 1961.
- [12] Saman Fernando. An engineering insight to the fundamental behaviour of tensile bolted joints. *Steel Construction*, 35(1):2–13, 2001.
- [13] GAO. Counterfeit and Substandard Products Are a Governmentwide Concern, 1990. Disponível em <https://www.nirs.org/reactorwatch/counterfeitparts/counterfeitpartsgao10161990.pdf>, Acedido em 2016-03-19.
- [14] H. H. Gould and B. B. Mikic. Areas of contact and pressure distribution in bolted joints. *Technical report, Massachusetts Institute of Technology, Heat Transfer Laboratory*, 1970.
- [15] J. A. Greenwood. The elastic stresses produced in the mid- plane of a slab by pressure applied symmetrically at its sur- face. *Proc. of the Cambridge Philosophical Society, Cambridge*, 1976.
- [16] Nawras Haidar, Salwan Obeed, and Mohamed Jawad. Mathematical representation of bolted-joint stiffness: A new suggested model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(11):2827–2834, nov 2011.
- [17] HBM. Spider8 Spider8-30 and Spider8-01 Operating Manual. Disponível em <http://www.hbm.com.pl/pdf/b0405.pdf>, Acedido em 2016-04-04.
- [18] T. Jinsong and D. Zhaoyi. Better stress and stiffness esti- mates for bolted joints. *J. Mach. Des.*, 1988.
- [19] G. Meyer and D. Strelow. Simple diagrams aid in analyzing forces in bolted joints. *Assembly Engineering*, January 1972.
- [20] Simões Moraes. Desenho técnico básico 3, 2007.
- [21] C. W. Nelson. Further consideration of the thick-plate prob- lem with axially sym- metric loading. *ASME J. Appl. Mech.*, 1962.
- [22] Erik Oberg, Franklin Jones, Holbrook Horton, and Ryffel Henry. *Machinery Hand- book*. INDUSTRIAL PRESS INC., 2004.
- [23] Marcos Portnoi. Extensometria. Disponível em <https://www.eecis.udel.edu/portnoi/academic/academic-files/extensometria.html>, Acedido em 2016-04-04.
- [24] F. Rotscher. *Die Maschinenelemente (The machine elements)*. Springer Verlag, 1927.

-
- [25] T. Sawa and K. Maruyama. On the deformation of the bolt head and nut in a bolted joint. *Bulletin of the JSME*, 1976.
- [26] Pamela Sherrod. House Report Details Dangers Of Substandard Bolts, jul 1988. Disponível em http://articles.chicagotribune.com/1988-07-31/business/8801190682_1_substandard-bolts-fasteners-construction-site , Acessado em 2016-03-19.
- [27] I. N. Snedden. The elastic stresses produced in a thick plate by the application of pressure to its free surfaces. *Proc. of the Cambridge Philosophical Society*, 1946.